

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Vyšetření různých provozních stavů oběhového čerpadla Askoll Energy Saving

Investigation of Various Operating Conditions of the Pump Askoll Energy Saving

Student:

Patrik Marcalík

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání bakalářské práce

Student: **Patrik Marcalík**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma: **Vyšetření různých provozních stavů oběhového čerpadla Askoll Energy Saving**
Investigation of Various Operating Conditions of the Pump Askoll Energy Saving

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte popis čerpacího systému, jeho základní prvky a jejich funkci.
2. Popište odstředivé čerpadlo a princip jeho činnosti.
3. Definujte kinematické poměry v oběžném kole radiálního čerpadla a odvození teoretické měrné energie.
4. Popište skladbu laboratorního stendu s čerpadlem Askoll Energy Saving.
5. Proveďte měření a vyhodnocení charakteristiky čerpadla při různých pracovních podmínkách.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BLÁHA, J., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9.
- BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje*. 1st edition Praha: SNTL, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1.
- MELICHAR, J., BLÁHA, J. *Problematika soudobé čerpací techniky*. Praha: ČVUT, 2007. 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5.
- BLEJCHAŘ, T., DRÁBKOVÁ, S. *Čerpací technika a potrubí, návody do cvičení*. VŠB-TUO, Ostrava, 2010. 76 s. ISBN 978-80-248-2205-1.
- PACIGA, A. a kol. *Čerpacia technika*. Bratislava: ALFA, 1984. 223 s.
- STRÝČEK, O. *Hydrodynamické čerpadlá*. 2. vyd. Bratislava: STU, 1994. 297 s. ISBN 80-227-0662-0.
- BRENNEN, C. E. *Hydrodynamics of Pumps*. [online], datum poslední revize 15.11.2016. Dostupné z <<http://authors.library.caltech.edu/25019/3/pumbook.pdf>>.
- BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2 část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. [online], datum poslední revize 11.11.2004. Dostupné z <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě15. 5. 2017.....

A handwritten signature in blue ink, reading "Marcalik", written over a horizontal dotted line. The signature is enclosed in a light yellow rectangular box.

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15. 5. 2017



Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Patrik Marcalík

Adresa trvalého pobytu autora práce: Josefa Kotase 13, Ostrava – Hrabůvka, 70030, ČR

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Marcalík, P. *Vyšetření různých provozních stavů oběhového čerpadla Askoll Energy Saving*: bakalářská práce. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní. VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2017. 50 s. Vedoucí práce: Drábková S.

Jako první je popsán čerpací systém s jeho parametry a komponenty, následně je popsána zkušební trať, nacházející se v laboratoři mechaniky tekutin, se svými prvky a funkcí, všemi náležitostmi před a při měření a výsledky měření, které jsou na závěr doplněny o výpočty a zhodnocení.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

Marcalík, P. *Investigation of Various Operating Conditions of the Pump Askoll Energy Saving*: Bachelor Thesis. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering. VŠB – Technical University of Ostrava. 2017. 50 p. Thesis head: Drábková S.

First is described pumping system with its parameters and components, then comes description of the test track, located in the laboratory of fluid mechanics, with its features and functions, all the necessities before and during measurement and the measurement results that, at the end, are completed with the calculations and evaluation.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	1
Úvod.....	3
1 Popis čerpacího systému, jeho základní prvky a jejich funkce	4
1.1 Popis čerpacího systému	4
1.2 Základní parametry čerpacího systému a jejich popis	5
1.2.1 Průtok	5
1.2.2 Měrná energie	5
1.2.3 Hydraulický výkon a příkon	6
1.2.4 Účinnost.....	6
1.3 Základní prvky a jejich funkce v čerpacím systému.....	6
1.3.1 Čerpadlo	6
1.3.2 Potrubní síť	11
2 Askoll Energy Saving ES2 25-60/180	14
2.1 Základní popis.....	14
2.2 Pracovní režimy čerpadla.....	14
2.2.1 Pracovní režim „MIN-MAX“	14
2.2.2 Pracovní režim „P“	15
2.2.3 Pracovní režim „C“	15
3 Zkušební trať	16
4 Popis měření na zkušební trati	20
4.1 Popis sestavení zkušební trati	20
4.2 Popis úkonů provedených před každým měřením	21
4.3 Stanovení cejchovní křivky clony.....	22
4.4 Měření režimu „MIN-MAX“	24
4.4.1 Měření nastavení MIN.....	24
4.4.2 Měření nastavení „STŘED“	27

4.4.3	Měření nastavení „MAX“	29
4.5	Měření režimu „P“	31
4.5.1	Měření nastavení „P1“	31
4.5.2	Měření nastavení „P2“	33
4.6	Měření režimu „C“	35
4.6.1	Měření režimu „CI“	35
4.6.2	Měření režimu „CII“	37
5	Vyhodnocení měření	39
5.1	Určení procentuálního rozdílu otáček v režimu „MIN-MAX“	39
5.2	Grafy průběhů režimů čerpadla Askoll Energy Saving ES2	42
5.3	Zhodnocení naměřených a vypočítaných hodnot	43
6	Závěr	45
	Seznam použité literatury	46
	Seznam použitých obrázků	47
	Seznam grafů	48
	Seznam tabulek	48
	Seznam příloh	49

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značka	Rozměr	Název veličiny
D_1, D_2	[m]	Průměr oběžného kola na vstupní, výstupní hraně lopatek
F_1, F_2	[N]	Síla vyvozená na vstupní, výstupní hraně lopatky
M, M_1, M_2	[N·m]	Celkový moment vyvozený na oběžném kole, Moment vyvozený na vstupní, výstupní hraně lopatek
P_H	[W]	Výkon čerpadla
P	[W]	Příkon dodaný čerpadlu
Q_v	[m ³ · s ⁻¹]	Objemový průtok
Q_m	[kg · s ⁻¹]	Hmotnostní průtok
S	[m ²]	Průřez potrubí
Y	[J · kg ⁻¹]	Měrná energie
Y_c	[J · kg ⁻¹]	Měrná energie čerpadla
Y_p	[J · kg ⁻¹]	Měrná energie potrubí
Y_j	[J · kg ⁻¹]	Jmenovitá měrná energie
Y_s	[J · kg ⁻¹]	Skutečná měrná energie
Y_t	[J · kg ⁻¹]	Teoretická měrná energie
Y_{SN}	[J · kg ⁻¹]	Měrná energie v sací nádrži
Y_{VN}	[J · kg ⁻¹]	Měrná energie ve výtlačné nádrži
c	[m · s ⁻¹]	Absolutní rychlost kapaliny v oběžném kole
c_m	[m · s ⁻¹]	Meridiánová rychlost kapaliny v oběžném kole
c_u	[m · s ⁻¹]	Hybná složka absolutní rychlosti kapaliny v oběžném kole
d, d_{SP}, d_{VP}	[m]	Průměr potrubí, Průměr sacího, výtlačného potrubí
g	[m · s ⁻²]	Gravitační zrychlení
H	[m]	Dopravní výška
Δh_c	[m]	Rozdíl výšek hladin kapaliny v U-trubici
h_g	[m]	Geodetický výška
h_s, h_v	[m]	Sací výška, Výtlačná výška
h_z, h_{zs}, h_{zv}	[m]	Celková ztrátová výška, Sací, výtlačná ztrátová výška
h_1, h_2	[m]	Výška potrubí v bodě 1, 2
l	[m]	Délka úseku potrubí
Δp	[Pa]	Tlakový spád

p_s, p_v	[Pa]	Tlak v sacím, výtlačném potrubí
p_{SA}, p_{VA}	[Pa]	Tlak v sací, výtlačné nádrži
p_1, p_2	[Pa]	Tlak v potrubí v místě 1, 2
u	$[m \cdot s^{-1}]$	Unášivá rychlost kapaliny v oběžném kole
v, v_s, v_v	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudící kapaliny, Rychlost kapaliny proudící v sacím, výtlačném potrubí
w	$[m \cdot s^{-1}]$	Relativní rychlost kapaliny
y, y_1, y_2	[m]	Vzdálenost manometrů pro měření tlakového spádu čerpadla, vzdálenost manometru na sání, výtlače k ose čerpadla
α_1, α_2	[°]	Úhel mezi unášivou a absolutní rychlostí v rychlostním trojúhelníku pro vstupní, výstupní hranu lopatky
β_1, β_2	[°]	Úhel mezi relativní a absolutní rychlostí v rychlostním trojúhelníku pro vstupní, výstupní hranu lopatky
$\eta_c, \eta_o, \eta_h, \eta_m$	[-]	Celková účinnost, účinnost objemová, hydraulická, mechanická
λ	[-]	Součinitel třecích ztrát
ν	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	Kinematická viskozita čerpané kapaliny
ζ_c	[-]	Ztrátový součinitel
ζ	[-]	Součinitel místních ztrát
ω	$[s^{-1}]$	Úhlová rychlost oběžného kola

Úvod

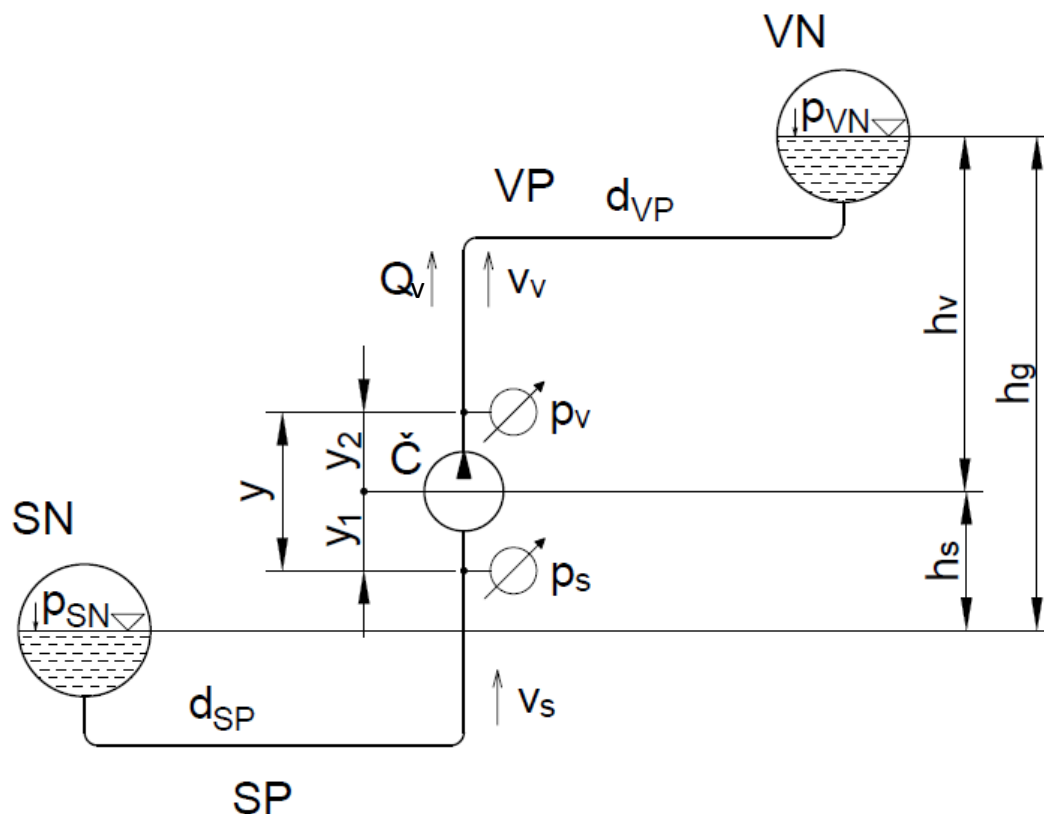
Náplní mé bakalářské práce je vyšetření provozních režimů oběhového čerpadla Askoll Energy Saving. Měření probíhalo v laboratoři mechaniky tekutin na postavené zkušební trati.

Samotné vyšetření probíhalo pro všechny pracovní režimy vyšetřovaného čerpadla, tj. 2 nastavení proměnného diferenciálního tlaku, 2 nastavení konstantního diferenciálního tlaku a nastavení plynulého ovládání rychlosti otáček.

V první části této práce jsem se věnoval popisu čerpacího systému jako takového – popis základních prvků, parametrů a základních vztahů. Také jsem popsal hydrodynamické čerpadlo (dále jen „HD čerpadlo“), zejména pak kinematické poměry na oběžném kole HD čerpadla s odvozením teoretické měrné energie. V druhé části jsem popsal konkrétní trať, na které bylo provedeno měření, dále jsem také popsal samotné měření. Poté jsem vyhodnotil naměřená data, provedl potřebné výpočty a sestrojil závislosti. Na konec jsem zhodnotil naměřená data.

1 Popis čerpacího systému, jeho základní prvky a jejich funkce

1.1 Popis čerpacího systému



Obr. 1. 1 Čerpací systém

Popis parametrů na

SN	sací nádrž	p_s	tlak v sacím potrubí
VP	výtlačná nádrž	p_v	tlak ve výtlačném potrubí
SP	sací potrubí	y	svislá vzdálenost os tlakoměrů
VP	výtlačné potrubí	h_s	sací výška
d_{SP}	průměr sacího potrubí	h_v	výtlačná výška
d_{VP}	průměr výtlačného potrubí	h_g	geodetická výška
v_s	sací rychlost	p_{SN}	tlak v sací nádrži
v_p	výtlačný rychlost	p_{VN}	tlak ve výtlačné nádrži
Q_v	průtok		

1.2 Základní parametry čerpacího systému a jejich popis

Hlavní parametry čerpacího systému se skládají z kvantitativní složky, tj. *průtok*, který je dán potřebným množstvím kapaliny a kvalitativní složky, tj. *měrná energie*, která je dána energetickými poměry potrubí. [1]

1.2.1 Průtok

Průtokem se rozumí objemové, popř. hmotnostní množství přepravované kapaliny na výtlačné hrdlo čerpadla za jednotku času. V čase může být konstantní, nebo proměnný. [1]

Objemový průtok [1]

$$Q_V = S \cdot v \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad 1.1$$

Kde S [m^2] je plocha průřezu příslušné části potrubí a v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rychlost proudící kapaliny.

Hmotnostní průtok [1]

$$Q_m = Q_V \cdot \rho = S \cdot v \cdot \rho \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 1.2$$

Kde ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hustota čerpané kapaliny.

Jmenovitý průtok [1]

Z hlediska nejvyšší účinnosti je nejdůležitější tzv. *jmenovitý průtok*, což je hodnota průtoku, na který se systém navrhuje.

1.2.2 Měrná energie

Z hlediska čerpacího systému rozeznáváme dva druhy měrné energie, a to *měrnou energii čerpadla* Y_c a *měrnou energii potrubí* Y_p . V praxi se tyto energie nejčastěji uvádějí jako funkce Objemového průtoku Q_V : [1]

$$Y = f(Q_V) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 1.3$$

Dále dělíme měrné energie na *teoretickou měrnou energii* Y_t , tz. zanedbání ztrát v systému, *skutečnou měrnou energii* Y_s , která vyjadřuje kolik energie čerpadlo dodalo 1 kg pracovní kapaliny, což v podstatě udává rozdíl energií mezi sacím a výtlačným hrdlem čerpadla, a *jmenovitou měrnou energii* Y_j , což vyjadřuje měrnou energii při maximální účinnosti systému. [1]

V případě rovnosti měrné energie čerpadla a potrubí hovoříme o tzv. ustáleném provozu, tj. energetická rovnováha systému, což znamená, že průtok je v čase konstantní. Při porušení

této rovnováhy se průtok stává proměnný v čase tak, že pracovní kapalina bude zpomalovat, protože čerpadlo nedodává dostatek energie $\rightarrow Y_c < Y_p$, popřípadě zrychlovat, kdy čerpadlo dodává nadbytek energie, tj. energie která není v potrubí zmařena $\rightarrow Y_c > Y_p$, dokud nebude dosaženo rovnovážného stavu $Y_c = Y_p$, [1], [2]

1.2.3 Hydraulický výkon a příkon

Hydraulickým výkonem rozumíme výkon, který čerpadlo uděluje pracovní kapalině a je dán vztahem: [1]

$$P_H = Y_s \cdot Q_V \cdot \rho \quad [\text{W}] \quad 1.4$$

Hydraulickým příkonem rozumíme energii dodanou čerpadlu k zajištění požadované funkce, také se jedná o hlavní parametr pro návrh pohonu, který je dán vztahem: [1]

$$P = \frac{P_H}{\eta_c} \quad [\text{W}] \quad 1.5$$

Kde η_c [–] je celková účinnost systému, viz. kapitola 1.2.4.

1.2.4 Účinnost

V čerpacím systému rozeznáváme tři základní druhy účinností. První z nich se nazývá *účinnost objemová*, která udává velikost ztrát způsobených z důvodu netěsností mezi oběžným kolem a tělesem čerpadla, kterou z důvodu tlakového spádu protéká kapalina z výtlaku zpět na sání, označuje se η_o [–]. Druhým typem je *účinnost mechanická*, která udává ztráty z důvodu jak tření v ložiscích a ucpávkách čerpadla, tak také diskové ztráty, které označujeme jako η_m [–]. Posledním typem je *účinnost hydraulická*, která udává hydraulické ztráty v pracovním prostoru čerpadla, tj. oběžné kolo a difuzor, a ztráty třecí a místní přímo v čerpadle. Označujeme ji jako η_h [–]. Tento typ účinnosti je rozhodující, ovšem kvůli složitosti těchto jevů v čerpadle se nedají použít přímé metody stanovení této účinnosti, stanovujeme ji pomocí experimentálních měření. Všechny tyto typy zahrnujeme do tzv. *celkové účinnosti*, která je dána vztahem [1], [3]:

$$\eta_c = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_h \quad [–] \quad 1.6$$

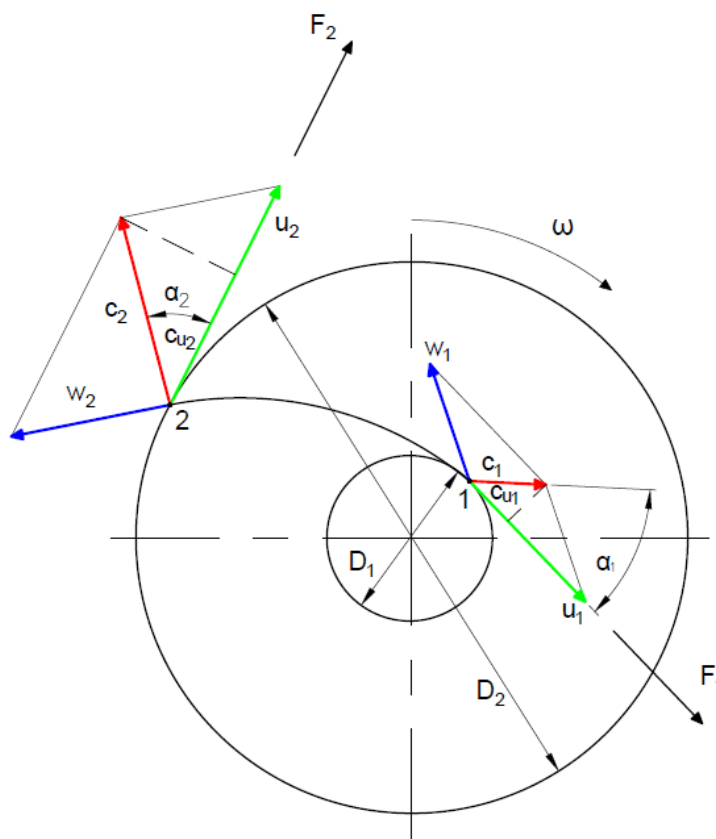
1.3 Základní prvky a jejich funkce v čerpacím systému

1.3.1 Čerpadlo

V této podkapitole se budu věnovat pouze HD čerpadlu z důvodu použití tohoto typu ve zkušební trati.

Čerpadlo obecně je stroj, který dodává kapalině tlakovou energii získanou z mechanické energie dodávané čerpadlu pohonem. HD čerpadla jsou charakteristická tím, že mechanická energie se nejdříve v oběžném kole mění na kinetickou energii kapaliny a následně na tlakovou (hydraulickou) energii. Tato přeměna probíhá při průtoku kapaliny přes tvarované kanály (difuzory), které jsou charakteristickými prvky průtokové části oběžného kola. Přeměna energie je způsobena odstředivou silou, způsobenou rovnoměrnou rotací kanálů, začíná na vstupní hraně lopatky a končí na výstupní hraně lopatky. Jedná se tedy o přeměnu nepřímou. [2], [4], [5]

1.3.1.1 Kinematické poměry v oběžném kole, Eulerova čerpadlová rovnice



Obr. 1. 2 Kinematické poměry v oběžném kole [4], [5]

V oběžném kole definujeme tyto základní vektory rychlosti kapaliny: [4], [5]

- \vec{c} absolutní rychlost kapaliny – tato rychlost se bere vůči vnějšímu pozorovateli a vztahuje se na pevný souřadnicový systém (stator čerpadla)
- \vec{w} relativní rychlost kapaliny – tato rychlost se bere vůči lopatkám oběžného kola, souřadný systém rotuje s oběžným kolem

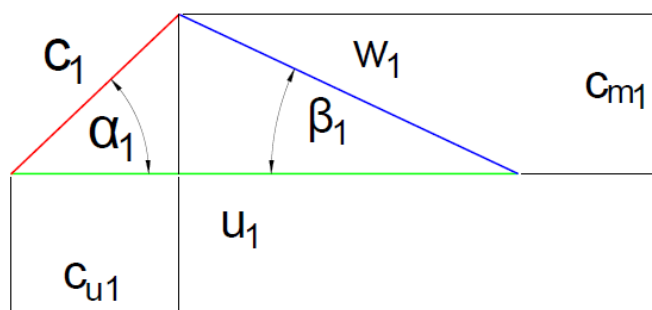
- \vec{u} unášivá, tzv. obvodová, rychlost kapaliny, která se definuje dle vztahu: [4], [5]

$$u = \frac{D}{2} \cdot \omega \quad 1.7$$

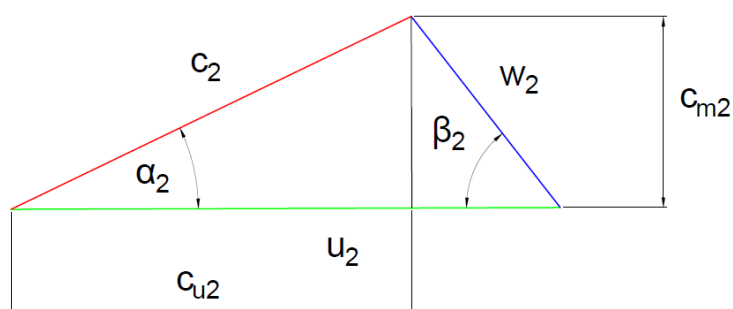
Mimo tyto základní vektory také definujeme tyto vektory rychlosti kapaliny: [4], [5]

- \vec{c}_m meridiánová rychlost – definuje se s ní průtok oběžným kolem v rovnici kontinuity
- \vec{c}_u hybná složka absolutní rychlosti \vec{c} – definujeme s ní hybnost.

Jak je patrné z Obr. 1. 2, na oběžném kole za pomoci vektorů rychlostí kapaliny definujeme tzv. rychlostní trojúhelníky: [4], [5]



Obr. 1. 3 Rychlostní trojúhelník definovaný na vstupní hraně lopatky



Obr. 1. 4 Rychlostní trojúhelník definovaný na výstupní hraně lopatky

Pomocí výše uvedeného odvodím Eulerovu čerpadlovou rovnici pro ideální kapalinu, tj. dokonale stlačitelná a bez vnitřního tření, a s oběžným kolem o nekonečném počtu lopatek, tj. zakřivení lopatek odpovídá dráze kapaliny, při konečném počtu lopatek dochází k odklonu části kapaliny od lopatky a vzniku vírů, která udává teoretickou měrnou energii čerpadla: [6]

Jak jde vidět na Obr. 1. 2 síly \vec{F}_1, \vec{F}_2 vyvozují moment v ose rotace o velikosti: [6]

$$\vec{M} = \vec{M}_2 - \vec{M}_1 = \vec{F}_2 \cdot \frac{D_2}{2} - \vec{F}_1 \cdot \frac{D_1}{2} \quad 1. 8$$

Kde síla \vec{F}_1, \vec{F}_2 se definuje jako: [6]

$$\begin{aligned} \vec{F}_1 &= Q_m \cdot \vec{c}_{u1} \\ \vec{F}_2 &= Q_m \cdot \vec{c}_{u2} \end{aligned} \quad 1. 9$$

Po dosazení: [6]

$$\vec{M} = \vec{M}_2 - \vec{M}_1 = Q_m \cdot \vec{c}_{u2} \cdot \frac{D_2}{2} - Q_m \cdot \vec{c}_{u1} \cdot \frac{D_1}{2} \quad 1. 10$$

Jelikož se jedná o ideální kapalinu a teoretickou měrnou energii tak dále vycházím z toho, že účinnost $\mu_c = 1$ [–], což prakticky znamená že výkon čerpadla se rovná jeho příkonu: [6]

$$P_H = P \quad 1. 11$$

Což po dosazení vypadá: [6]

$$Q_m \cdot Y_t = M \cdot \omega \quad 1. 12$$

Když dosadím z rovnice 1.9 a upravím dostávám: [6]

$$Q_m \cdot Y_t = \left(\vec{c}_{u2} \cdot \frac{D_2}{2} - \vec{c}_{u1} \cdot \frac{D_1}{2} \right) \cdot \omega \cdot Q_m \quad 1. 13$$

Po další úpravě dostanu: [6]

$$Y_t = \vec{c}_{u2} \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \omega - \vec{c}_{u1} \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \omega \quad 1. 14$$

Po dosazení z rovnice 1. 7 dostávám Eulerovu čerpadlovou rovnici: [4] [5] [6]

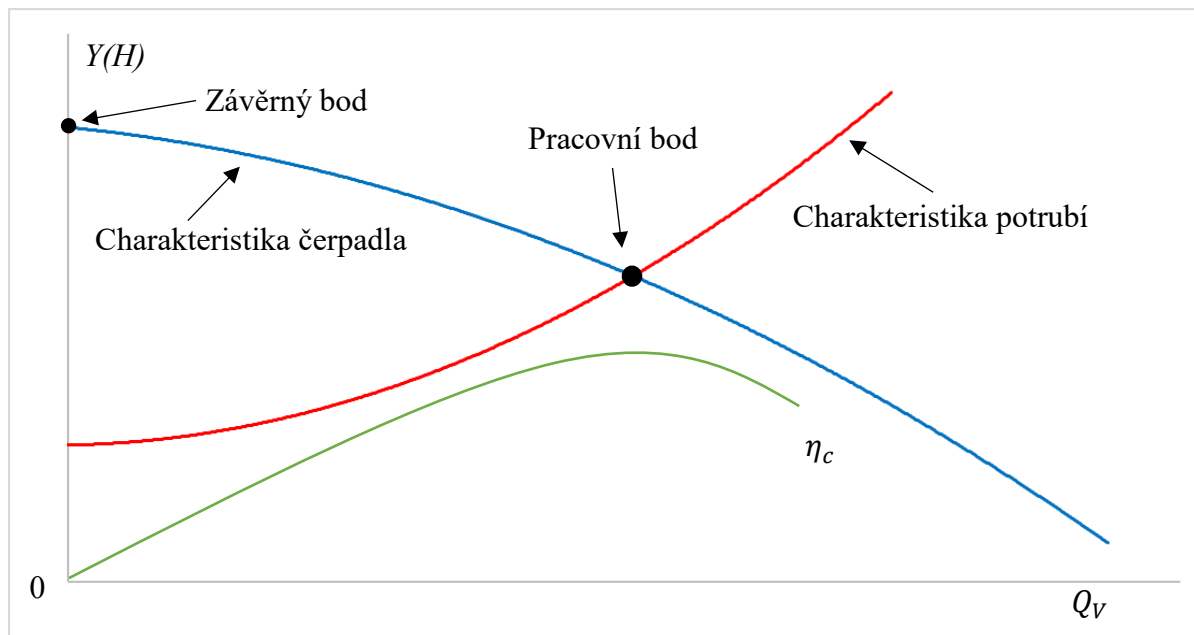
$$Y_t = \vec{c}_{u2} \cdot \vec{u}_2 - \vec{c}_{u1} \cdot \vec{u}_1 \quad 1. 15$$

1.3.1.2 Charakteristiky čerpadla

V této podkapitole se budu věnovat charakteristikám čerpadla, a to zejména charakteristice $Q_V - Y$ a $Q_V - \eta_c$. Tyto charakteristiky osvětlují souvislost hlavních parametrů, parametrů popisující provozní vlastnosti čerpadla vztažené na pohon čerpadla a také ekonomičnost provozu čerpadla. [7]

Charakteristika $Q_V - Y$, $Q_V - \eta_c$

Tato charakteristika se považuje za nejdůležitější. V podstatě udává hodnotu měrné energie, které je čerpadlo schopno dodat kapalině při určitém průtoku. Tato charakteristika se ovšem nedá určit matematicky, pouze experimentálně měřením. [7]



Obr. 1. 5 Charakteristika $Q_V - Y$ čerpacího systému [7]

Do této charakteristiky se také standardně vynáší i charakteristika potrubí, ve kterém je čerpadlo namontováno. V průsečíku těchto křivek se nachází tzv. *pracovní bod*, v jehož oblasti se nachází maximální účinnost při provozu tohoto systému, tj. finančně nejefektivnější podmínky. Proto se dbá na to, aby se systém provozoval v blízkém okolí tohoto bodu. [7]

Dále poměrně důležitým údajem je tzv. *závěrný bod*, který udává měrnou energii při nulovém průtoku. Když se v tomto bodě nachází také maximum měrné energie, jedná se o charakteristiku stabilní. Je-li ovšem maximální měrná energie čerpadla definovaná v jiném průtoku než v nulovém, jedná se o tzv. labilní charakteristiku, což znamená, že v určitých bodech pro jednu hodnotu měrné energie připadají dvě různé hodnoty průtoku. Čerpadlo se nesmí provozovat v této oblasti, jeli ovšem provoz zajištěn v dostatečné vzdálenosti provozu nic nebrání. [7], [8]

Do tohoto grafu je také zanesena závislost $Q_V - \eta_c$. Jak je vidět, maximum této křivky, tj. maximální účinnost, se kterou můžeme systém pracovat, se nachází v pracovním bodě, jak již bylo objasněno výše.

1.3.2 Potrubní síť

Jedná se o potrubí rozmístěné v určitém uspořádání v daném prostoru, která umožňuje odbírat tlakovou kapalinu na určitých místech v síti sestávající se z větví spojených do uzlů, právě v těchto uzlech či na větvích jsou umístěny ony odběrné body. K odstavení jednotlivých větví slouží příslušné armatury. Potrubní síť musí být vybavena nádrží jako hlavní zásobárna kapaliny a čerpací stanicí. [9]

1.3.2.1 Zjištění energie potřebné pro dopravu kapaliny systémem

Tuto energii určím za pomoci energetické bilance v systému takto: [1]

$$Y_{SN} + Y_s = Y_{VN} \quad 1.16$$

Po dosazení do Bernoulliho rovnice: [1]

$$\frac{p_{SA}}{\rho} + Y_s = \frac{p_{VA}}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) + g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) \quad 1.17$$

Kde h_{zs} , h_{zv} jsou ztrátové výšky na sání a výtlačku [3]

Po následné úpravě: [1]

$$Y_s = \frac{p_{VA} - p_{SA}}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) + g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) \quad 1.18$$

Nyní jsem obdržel rovnici určující potřebnou energii pro dopravu kapaliny systémem. Je třeba si všimnout jejího uspořádání: [1]

$$Y_{st} = \frac{p_{VA} - p_{SA}}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) \quad 1.19$$

Tato rovnice udává tzv. statickou měrnou energii, což znamená, že její členy jsou nezávislé na průtoku, což již neplatí v rovnici pro ztrátovou energii: [1]

$$Y_z = g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) \quad 1.20$$

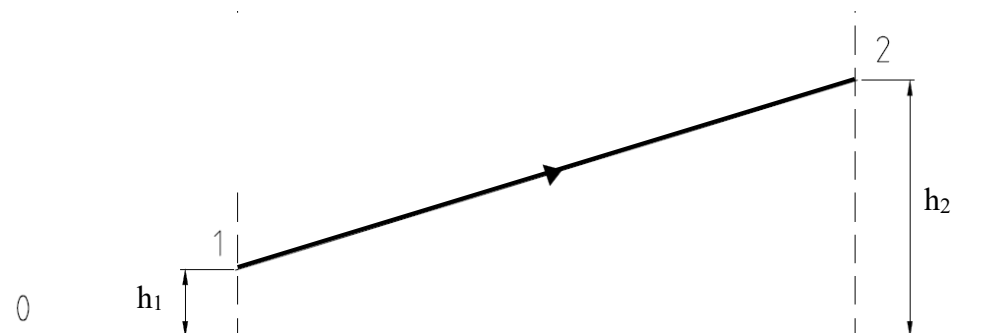
Z tohoto vyplývá, že rovnice 1.19 $\neq f(Q_v)$, kdežto rovnice 1.20 $= f(Q_v^a)$, kde parametr a je určen charakterem proudění a určuje strmost charakteristiky potrubí, kterou popíšu v další podkapitole. Parametr a nabývá hodnot: [1]

- $a = 1$ pro případ laminárního proudění
- $a = \frac{7}{4}$ pro případ hydraulicky hladkého potrubí
- $a = \frac{7}{4} \div 2$ pro případ přechodové oblasti turbulentního proudění
- $a = 2$ pro případ vyvinutého turbulentního proudění

Ve většině případů se při použití méně viské kapaliny, např. vody, jedná o vyvinuté turbulentní proudění, tedy aplikujeme exponent $a = 2$, přičemž výsledná křivka se nazývá kvadratická parabola.

1.3.2.2 Charakteristika potrubí

Nyní provedu odvození rovnice popisující závislost $Q_v - \Delta p$ pro jednoduché potrubí konstantního průřezu. [3]



Obr. 1. 6 Jednoduché stoupající potrubí konstantního průřezu

Nejprve vyjádřím pomocí Bernoulliho rovnice vztah: [3]

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot h_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot h_2 + g \cdot h_z \quad 1.21$$

Rychlosti v_1 a v_2 jsou dle rovnice spojitosti toku stejné, protože předpokládám konstantní průřez potrubí. Po zjednodušení a úpravě: [3]

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = g \cdot (h_2 - h_1) + g \cdot h_z \quad 1.22$$

Kde h_z je ztrátová výška, kterou mohu rozepsat jako: [3]

$$\xi_c \cdot \frac{v^2}{2} \quad 1.23$$

Kde ztrátový součinitel lze zapsat jako: [3]

$$\xi_c = \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \quad 1.24$$

Kde λ je součinitel tření, l délka části potrubí, d průměr potrubí a ξ vyjadřuje součinitel místních ztrát.

Po rozepsání, úpravách a zjednodušení dostávám: [3]

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = g \cdot (h_2 - h_1) + \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{v^2}{2} \quad 1.25$$

Protože se charakteristika potrubí obvykle vynáší jako závislost $\Delta p - Q_v$, po úpravách, zjednodušení a dosazení z rovnice kontinuity 1. 1 dostávám: [3]

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot h + k \cdot Q_v \cdot |Q_v| \quad 1.26$$

Kde konstanta k při zanedbání součinitele místních ztrát je dána jako: [3]

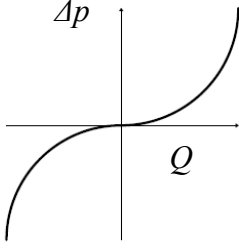
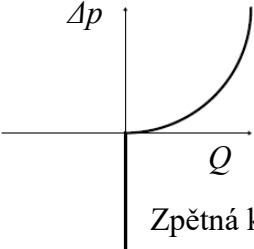
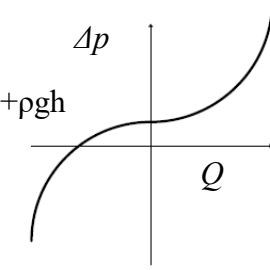
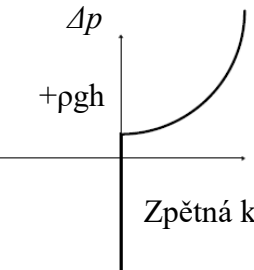
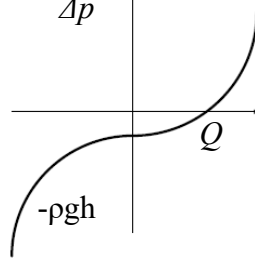
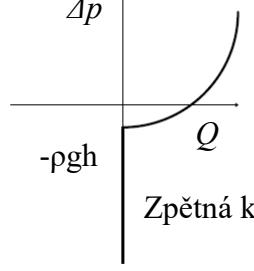
$$k = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{8 \cdot l}{d^5 \cdot \pi^2} \quad 1.27$$

Nakonec uvádím přepočít mezi měrnou energií Y , tlakovou výškou H a tlakovou ztrátou Δp : [3]

$$Y = g \cdot H = \frac{\Delta p}{\rho} \quad 1.28$$

Pokud je v potrubí umístěna zpětná klapka, průběhy charakteristik budou následující: [3]

Tab. 1. 1 Průběhy charakteristik potrubí

Vodorovné potrubí konstantního průřezu		
Stoupající potrubí konstantního průřezu		
Klesající potrubí konstantního průřezu		

2 Askoll Energy Saving ES2 25-60/180

V této kapitole popíši předmětné čerpadlo.

2.1 Základní popis

Tento typ čerpadla je hlavně využíván pro vytápěcí účely. Konstrukce čerpadla je vybavena inovativní technologií, která oproti standardnímu čerpadlu dokáže ušetřit až 80 % přivedené energie tak, že čerpadlo si samo optimalizuje vynaložený výkon okamžitou reakcí na stav a požadavky systému. [10]

Jako takové obsahuje mokroběžný rotor, takže jeho funkční části jsou ponořeny v čerpané kapalině, což má za následek promazávání a chlazení jak motoru (který je opatřen ochranou proti zkratu a přetížení), tak všech rotujících částí čerpanou kapalinou, takže není třeba žádných těsnění, či ucpávek. K dalším výhodám se řadí bezúdržbový a tichý chod, bezpečný provoz, ale i malé rozměry a snadná (de)instalace a ovládání, které je realizováno otočným selektorem na čele čerpadla, kde je výběr z celkem tří různých pracovních režimů, viz. níže. K jeho největším výhodám ovšem patří relativně velký startovací kroutící moment, možnost nastavit vysoký rozsah výkonu od konstantního až po proměnný proporcionální tlak. [11]



Obr. 2. 1 Čerpadlo ze předu a z profilu

2.2 Pracovní režimy čerpadla

2.2.1 Pracovní režim „MIN-MAX“

Tento režim zajišťuje plynulé pokrytí celého rozsahu otáček od 0 ÷ 100 %. Toto je oproti jiným standardním čerpadlům velká výhoda, protože standardem je pouze fixní nastavení na 3 hodnoty otáček. [11]

Při provozu čerpadla se tento mód nastavuje otočným selektorem v oblasti „MIN-MAX“ a jeho úspěšné zvolení je indikováno modře svítící LED žárovkou na čele čerpadla.

Tento režim je zvlášť vhodný pro veškeré teplovodní vytápěcí účely. [12]

2.2.2 Pracovní režim „P“

Jedná se o režim proměnného diferenčního tlaku, který je rozdělen do dvou podrežimů, označených jako „P1“, „P2“. Na rozdíl od režimu „MIN-MAX“ se jedná o automatické režimy, tzn., že potřebný průtok a výtlak je nastavován dle současné potřeby systému elektronikou čerpadla. Tento režim se vyznačuje svou úsporností energie, jde o tzv. šetřící režim čerpadla. [12]

Pracovní režim „P1“ je určen pro práci v oblasti nižších hodnot výtlaků (zhruba kolem hodnot 2 metrů dopravní výšky), ale pro oblasti s vyššími hodnotami průtoků (zhruba kolem hodnot $0,0007 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$), kdežto pracovní režim „P2“ je navržen pro práci v oblastech s vyššími hodnotami výtlaků (kolem hodnoty 4 m dopravní výšky), ovšem pracuje s nižšími hodnotami průtoků (kolem hodnoty $0,00055 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$). Při těchto režimech je chod čerpadla velmi tichý, díky nízkým otáčkám se eliminuje vznik hluku v rozvodech a ventilech. [12]

Tento režim se zapíná otočným selektorem na položky „P1“ a „P2“, přičemž zapnutí režimu je indikováno zeleně svítící LED žárovkou na čele čerpadla. [12]

Tento režim je hlavně určen pro aplikace v systémech s variabilní křivkou potrubního systému, např. za použití termostatických ventilů, čemuž odpovídá přibližně 90 % aplikací tohoto typu čerpadla. [12]

2.2.3 Pracovní režim „C“

Tento režim na rozdíl od režimu „P“ využívá konstantní diferenciální tlak, což znamená, že čerpadlo pracuje s konstantním výtlakem, tj. konstantní dopravní výška. To v praxi znamená, že když dojde ke snížení požadavků systému, elektronika sama sníží dodávaný průtok. Jedná se o tzv. „komfortní“ režim. Jako režim „P“ je taktéž rozdělen do dvou podrežimů, v tomto případě označených jako „CI“, „CII“, kde rozdíl je v hodnotě dopravní výšky. V režimu „CI“ je dopravní výška zhruba 3 m, kdežto v režimu „CII“ jsou to 4 m. [12]

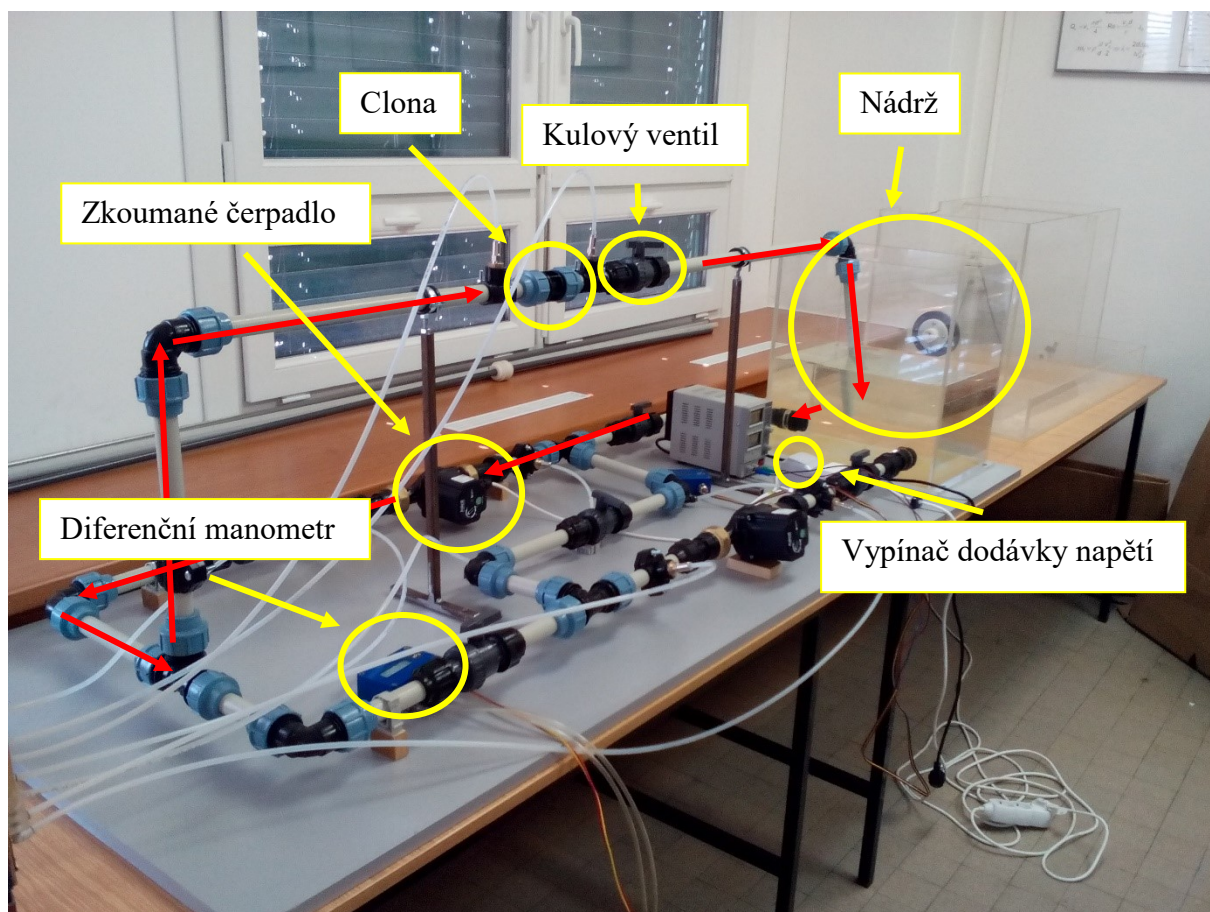
Hlavní oblast využití tohoto režimu je v podlahových systémech (v případě režimu „CII“ se jedná o rozsáhlejší systémy i s radiátory), ve kterých požadujeme mít všechny okruhy s konstantním průtokem. Tento režim sám automaticky udržuje konstantní tepelný spád i v případě úplného uzavření některých z okruhů. [12]

Tento režim se zapíná otočným selektorem na položky „CI“ a „CII“, přičemž zapnutí režimu je indikováno oranžově svítící LED žárovkou na čele čerpadla. [12]

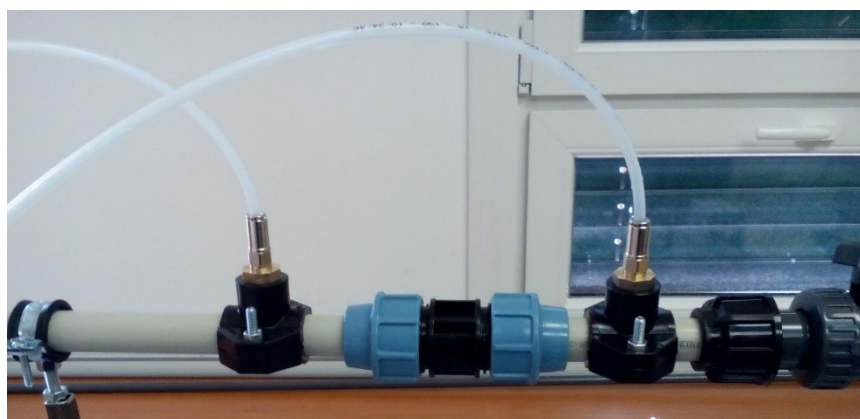
Pro detailní informace o tomto čerpadle viz. Přílohy A-G, také možno konzultovat přílohu H.

3 Zkušební trať

V této kapitole popíšu trať, na níž bylo provedeno měření.



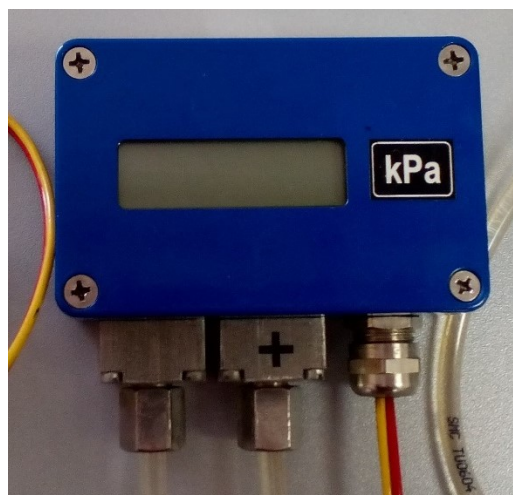
Obr. 3. 1 Zkušební trať



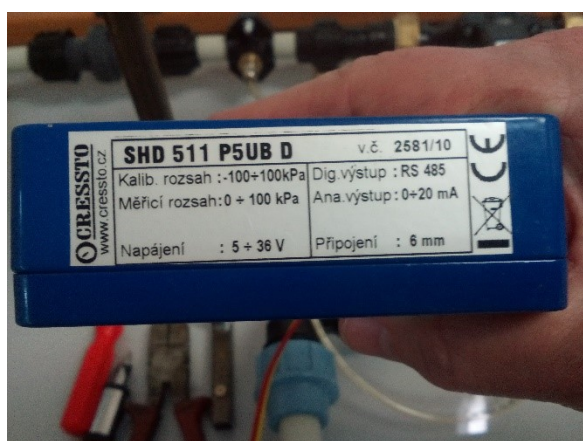
Obr. 3. 2 Clona namontovaná v obvodu s odběrnými místy



Obr. 3. 3 Kulový ventil za clonou



Obr. 3. 4 Diferenční manometr



Obr. 3. 5 Parametry diferenčního manometru



Obr. 3. 6 Čerpadlo zapojené v obvodu



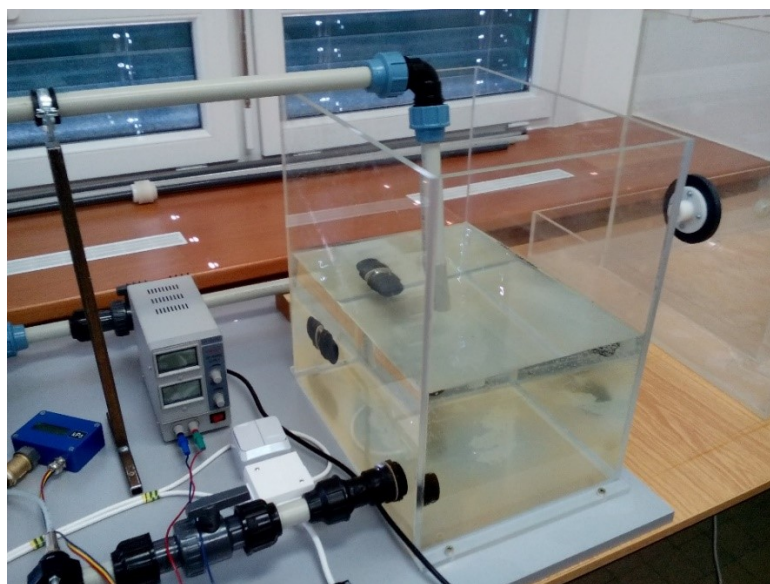
Obr. 3. 7 Průtokoměr



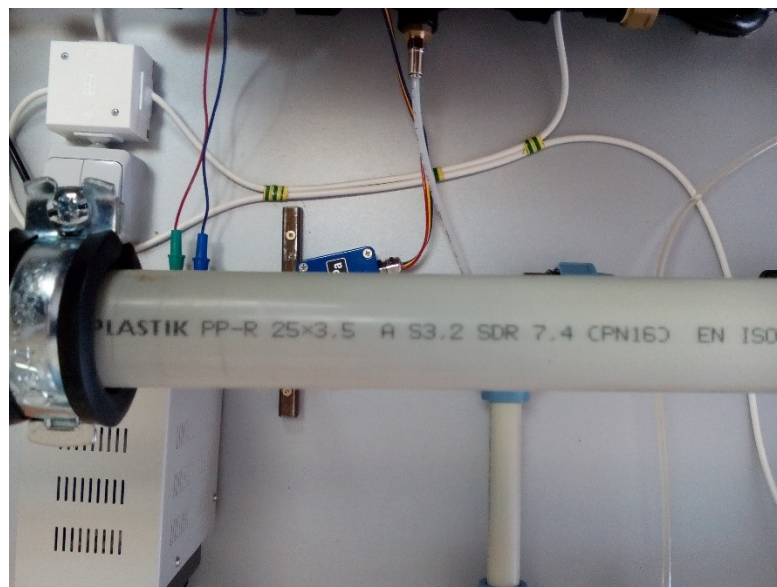
Obr. 3. 8 Parametry průtokoměru



Obr. 3. 9 U-trubice



Obr. 3. 10 Nádrž



Obr. 3. 11 Použité potrubí

Ve zkušební trati byla namontována 2 stejná čerpadla *Askoll Energy Saving ES2*. Pro účel této práce jsem používal jen jedno, na Obr. 3. 1 označeno jako „Zkoumané čerpadlo“, které je na Obr. 3. 6. Pro účel měření byly také vhodně nastaveny všechny kulové ventily tak, aby kapalina, v tomto případě voda, tekla ve směru znázorněném červenými šipkami, přičemž regulace průtoku byla realizována kulovým ventilem, který je na Obr. 3. 3. Při měření byly využívány U-trubice, které jsou na Obr. 3. 9, kterými byl měřen tlakový spád na cloně, na U-trubicích se také měl měřit tlakový spád na čerpadle, ovšem toto řešení nebylo přijatelné z důvodu nedostatku měřicího rozsahu, byl tedy použit diferenční tlakoměr CRESSTO SHD 511 P5UB D s rozsahem ± 100 [kPa], který je na Obr. 3. 4, jehož parametry jsou na Obr. 3. 5. Pro sestavení cejchovní křivky clony byl při prvním měření měřen také průtok za pomoci průtokoměru na Obr. 3. 7. Jedná se o Průtokoměr Elis Plzeň FLOMIC FL 1014, jehož parametry jsou na Obr. 3. 8. Potrubí, které je zapojené v systému je na Obr. 3. 11. Použitá akrylátová nádrž je na Obr. 3. 11. Pro měření průtoku byla po dobu celého měření používána clona na Obr. 3. 2.

4 Popis měření na zkušební trati

V této kapitole se budu věnovat popisu všech měření, které jsem realizoval na zkušební trati v laboratoři mechaniky tekutin.

4.1 Popis sestavení zkušební trati

Zkušební trať mi byla předána již skoro provozuschopná, jen jsem musel navrtat odběrná místa pro clonu a utěsnit je, také jsem musel předělat utěsnění odběrných míst pro čerpadlo, protože na nich docházelo k unikům kapaliny.

4.2 Popis úkonů provedených před každým měřením

Před každým měřením bylo nutno připojit odběrná místa clony na U-trubice a také připojit diferenční manometr na odběrná místa čerpadla, která byla umístěna na sání a výtlak čerpadla, měřením jsem tedy dostával tlakový spád na onom čerpadle. Před zahájením měření bylo také nutno odvzdušnit systém. To bylo provedeno tak, že jsem nechal systém běžet několik minut na maximální otáčky čerpadla. Mimo to bylo také nutno zvlášť odvzdušnit diferenční manometr a také ho vynulovat vzhledem k atmosférickému tlaku. Tento úkon popíši dále.

Nulování a odvzdušnění diferenčního manometru

Jako první bylo třeba vyjmout šroubky, které připevňovaly vrchní kryt manometru ke kostře:



Obr. 4. 1 Kryt diferenčního manometru

Poté bylo třeba zmáčknout nulovací tlačítko na držet ho po dobu alespoň 1 sekundy, dokud nedošlo k vynulování displeje:



Obr. 4. 2 Nulování diferenčního manometru

Poté jsem manometr zapojil do obvodu dle potřeby, tj. na odběrná místa čerpadla, zapnul jsem čerpadlo a provedl jsem jeho odvzdušnění takto:



Obr. 4. 3 Odvzdušnění manometru

Nejprve bylo třeba vyšroubovat pojišťovací matici, následně jsem vytáhl trubici s přívodem kapaliny, na které je také nasazený těsnicí kroužek z přípojky manometru, poté jsem trubici nechal dostatečně dlouho odkapat tak, aby v ní již nebyly žádné vzduchové bubliny. Následně jsem trubici, která byla pořád pod tlakem, zasunul zpět do přípojky, usadil jsem těsnicí kroužek na místo a zajistil jsem ji maticí. Tento postup jsem aplikoval i na druhou přípojku a je vidět na Obr. 4. 3, kde je jedna trubice již odejmuta z přípojky a druhá je stále na místě.

Po těchto úkonech byla zkušební trať připravena na samotné měření.

4.3 Stanovení cejchovní křivky clony

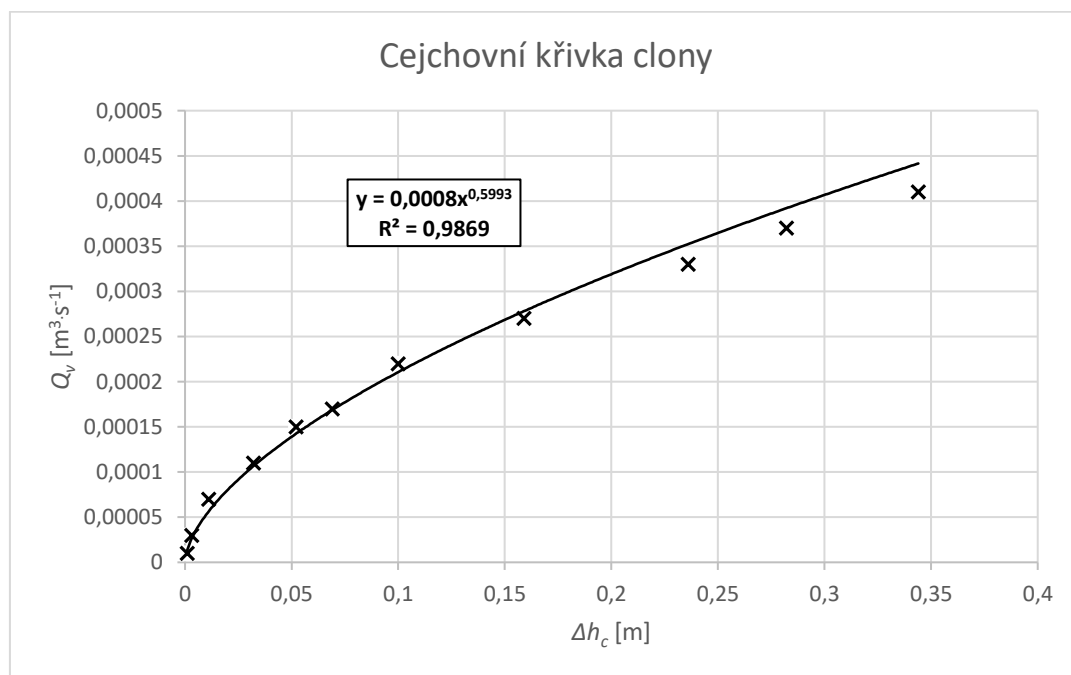
Jako první měření jsem uskutečnil cejchování clony. V tomto případě jsem používal také průtokoměr, který byl namontován v trati těsně před ústím do nádrže. Při samotném měření jsem sledoval hodnoty rozdílů hladin sloupců kapaliny v U-trubicích, které měřili tlakový spád na cloně a hodnoty průtoků indikované na onom průtokoměru. Postupně jsem přivíral kulový ventil v přibližně stejných krocích, který byl umístěn za clonou ze stavu plně otevřeného do stavu úplně zavřeného.

Naměřené hodnoty byly zaznamenány do tabulky Tab. 4. 1:

Tab. 4. 1 Měření cejchovní křivky clony

	Δh_c	Q_v
	[m]	[m ³ ·s ⁻¹]
1	0,344	0,00041
2	0,282	0,00037
3	0,236	0,00033
4	0,159	0,00027
5	0,1	0,00022
6	0,069	0,00017
7	0,052	0,00015
8	0,032	0,00011
9	0,011	0,00007
10	0,003	0,00003
11	0,001	0,00001
12	0	0

Poté jsem z naměřených dat sestrojil cejchovní křivku clony:



Graf 4. 1 Cejchovní křivka clony

Po tomto kroku jsem již nadále nepotřeboval průtokoměr, ten jsem z obvodu vyjmul. Pro všechna ostatní měření jsem pro určování průtoku používal rovnici cejchovní křivky clony,

kde dostávám hodnotu průtoku při dosazení určitého rozdílu výšek hladin kapaliny v U-trubici:

$$Q_v = 0,0008 \cdot \Delta h_c^{0,5993} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad 4.1$$

Měření cejchovní křivky clony probíhalo v režimu čerpadla „MIN-MAX“ v nastavení „MAX“.

4.4 Měření režimu „MIN-MAX“

Měření tohoto režimu se ukázalo relativně složitější, protože výrobce čerpadla neuvádí žádné zmínky o tom, jaké hodnoty otáček se v tomto režimu dají nastavit, zároveň jsem neměl ani možnost tyto otáčky měřit. V prospektech od výrobce se uvádí pouze grafy křivek pro nastavení „MIN“ a „MAX“. Pro moji potřebu jsem rozdělil celý rozsah otáček do tří hodnot – „MIN“, „STŘED“ a „MAX“. Toto rozdělení je ovšem pouze orientační, protože jsem neměl jak určit přesné rozdělení, protože ovládací prvek nemá jakékoliv zarážky, tzn. pohybuje se zcela plynule v celém rozsahu, dokonce se pohybuje zcela plynule i přes ostatní režimy, takže polohy nastavení „MIN“, „STŘED“ a „MAX“ jsou přibližné vůči skutečným polohám „MIN“, „STŘED“ a „MAX“.

4.4.1 Měření nastavení MIN



Obr. 4. 4 Čerpadlo v režimu „MIN-MAX“ v nastavení „MIN“

Jako první jsem otevřel kulový ventil za clonou na maximální průtok a poté jsem přepnul

čerpadlo na příslušné nastavení „MIN“. Jak jsem již uvedl výše, průtok čerpadlem jsem měřil pomocí rozdílů výšek hladin kapaliny v U-trubici, které jsem následně dosazoval do rovnice 4. 1, tlakový spád na čerpadle jsem měřil pomocí diferenčního manometru.

Následně jsem dopočítal potřebné hodnoty, tj. měrná energie čerpadla dle rovnice:

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 4. 2$$

Kde Δp [Pa] je tlakový spád na čerpadle a ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hustota pracovní kapaliny.

A dopravní výška:

$$H = \frac{Y}{g} \quad [\text{m}] \quad 4. 3$$

Při měření jsem postupně uzavíral kulový ventil, čímž jsem snižoval hodnotu průtoku, až jsem kulový ventil uzavřel, zároveň jsem kroky uzavírání ventilu volil tak, aby byly co možná nejvíce stejné. Všechny takto získané a vypočtené hodnoty jsem zapisoval do tabulky:

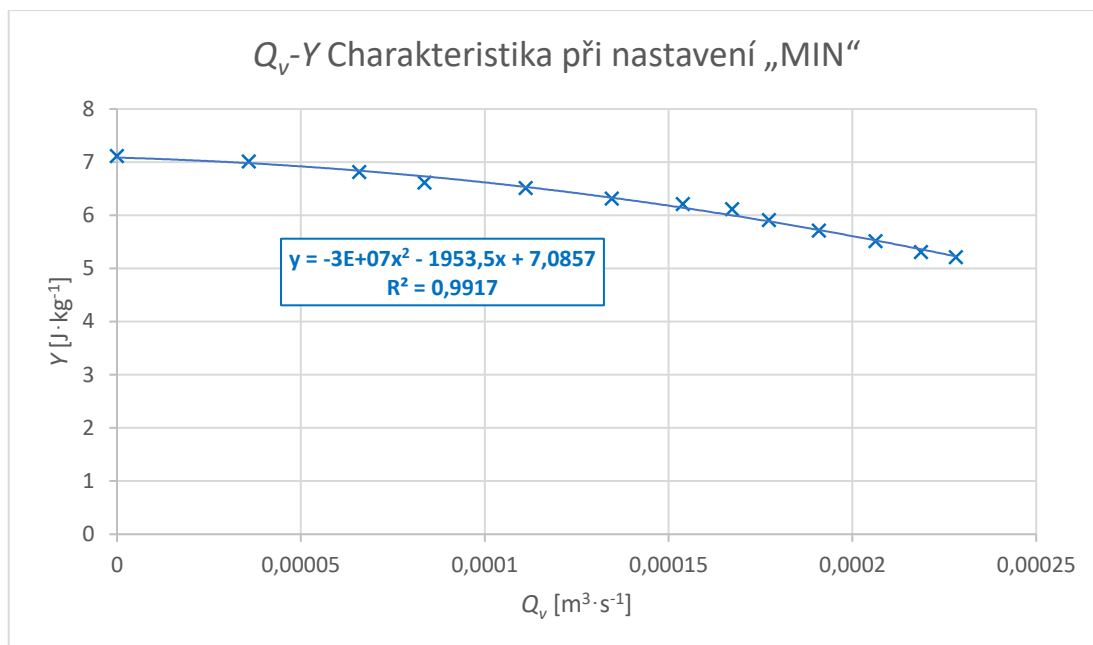
Tab. 4. 2 Měření režimu „MIN-MAX“ nastavení „MIN“

	Δp [Pa]	Δh_c [m]	Y [J · kg ⁻¹]	H [m]	Q_v [m ³ · s ⁻¹]
1	5200	0,115	5,21	0,531	0,00023
2	5300	0,107	5,31	0,541	0,00022
3	5500	0,097	5,51	0,562	0,00021
4	5700	0,085	5,71	0,582	0,00019
5	5900	0,075	5,91	0,603	0,00018
6	6100	0,068	6,11	0,623	0,00017
7	6200	0,059	6,21	0,633	0,00015
8	6300	0,047	6,31	0,643	0,00013
9	6500	0,034	6,51	0,664	0,00011
10	6600	0,021	6,61	0,674	0,00008
11	6800	0,014	6,81	0,695	0,00007
12	7000	0,005	7,01	0,715	0,00004
13	7100	0	7,11	0,725	0

Tady bych rád podotkl, že měření tlakového spádu čerpadla pomocí diferenčního manometru je zatížené chybou z důvodu nestálosti měřené hodnoty, kde zapsaná hodnota je v podstatě průměrná zobrazovaná hodnota, protože přístroj ukazoval hodnoty v rozsahu

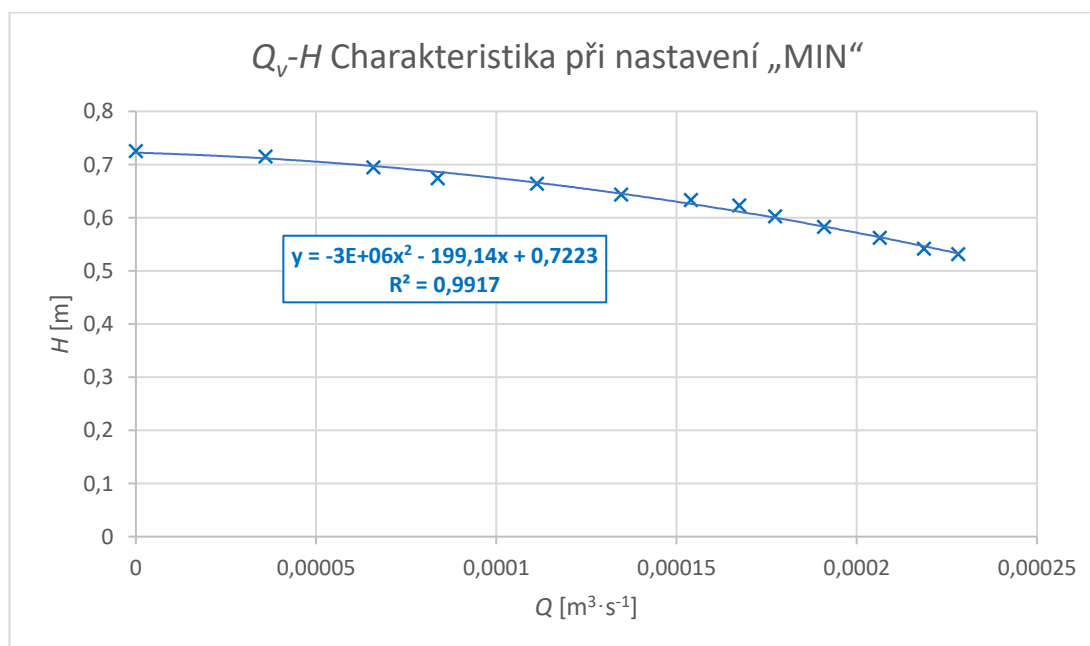
přibližně ± 500 [Pa] od zapsané hodnoty. Také hodnoty rozdílů výšek hladin v U-trubicí jsou zatížené jistou chybou, generovanou kolísáním výšek hladin, v tomto případě se jedná o chyby v rozsahu přibližně $\pm 0,002$ [m].

Po naměření všech hodnot jsem sestavil graf závislosti $Q_v - Y$:



Graf 4. 2 Q_v - Y Charakteristika při nastavení „MIN“

Z důvodu častého uvádění této charakteristiky ve formátu $Q_v - H$, což je závislost objemového průtoku na dopravní výšce, uvádím tento graf také:



Graf 4. 3 Q_v - H Charakteristika při nastavení „MIN“

4.4.2 Měření nastavení „STŘED“



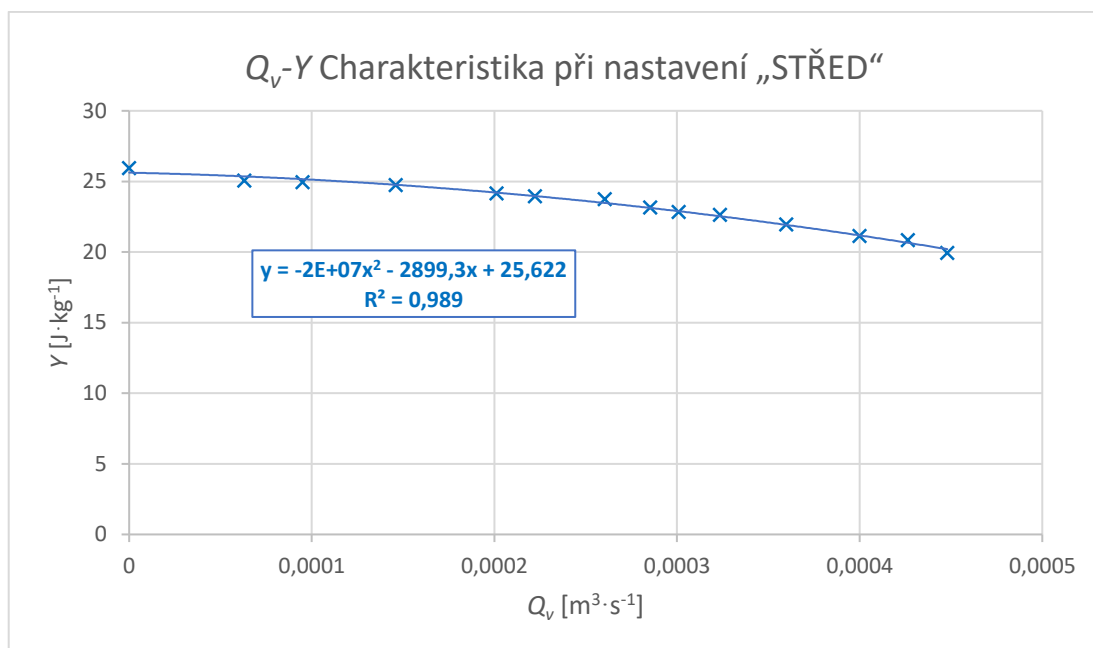
Obr. 4. 5 Čerpadlo v režimu „MIN-MAX“ v nastavení „STŘED“

Po předešlém měření jsem znovu otevřel kulový ventil na nastavení plný průtok a přepnul jsem čerpadlo na nastavení „STŘED“. Poté jsem opakoval předešlý postup, naměřená a vypočtená data jsem zaznamenal do tabulky:

Tab. 4. 3 Měření režimu „MIN-MAX“ nastavení „STŘED“

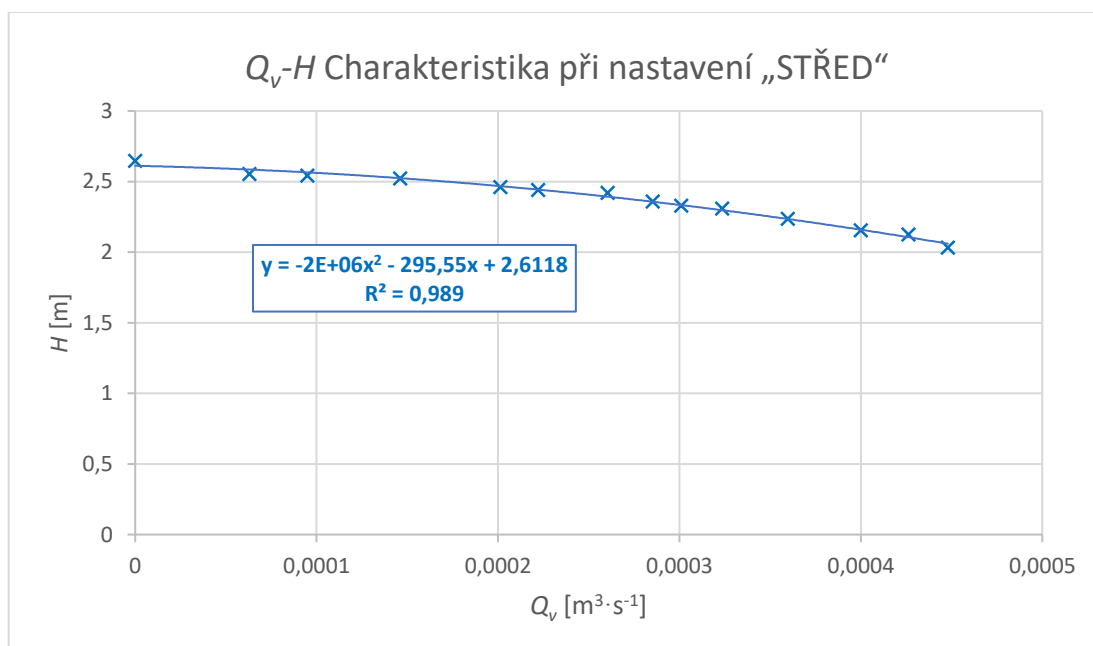
	Δp	Δh_c	γ	H	Q_v
	[Pa]	[m]	[J·kg ⁻¹]	[m]	[m ³ ·s ⁻¹]
1	19900	0,361	19,94	2,033	0,00045
2	20800	0,332	20,84	2,125	0,00043
3	21100	0,298	21,14	2,155	0,00040
4	21900	0,249	21,94	2,237	0,00036
5	22600	0,208	22,65	2,308	0,00032
6	22800	0,184	22,85	2,329	0,00030
7	23100	0,168	23,15	2,359	0,00029
8	23700	0,144	23,75	2,421	0,00026
9	23900	0,11	23,95	2,441	0,00022
10	24100	0,093	24,15	2,462	0,00020
11	24700	0,054	24,75	2,523	0,00015
12	24900	0,026	24,95	2,543	0,00009
13	25000	0,013	25,05	2,554	0,00006
14	25900	0	25,95	2,645	0

Z naměřených dat jsem sestrojil závislost $Q_v - Y$:



Graf 4. 4 Q_v - Y Charakteristika při nastavení „STŘED“

A také charakteristiku Q_v - H :



Graf 4. 5 Q_v - H Charakteristika při nastavení „STŘED“

U tohoto měření hodnoty na diferenčním manometru kolísaly přibližně ± 1000 [Pa] a hodnoty výšek hladin kapaliny v U-trubici kolísaly přibližně stejně jako v předchozím případě, tj. $\pm 0,002$ [m].

4.4.3 Měření nastavení „MAX“



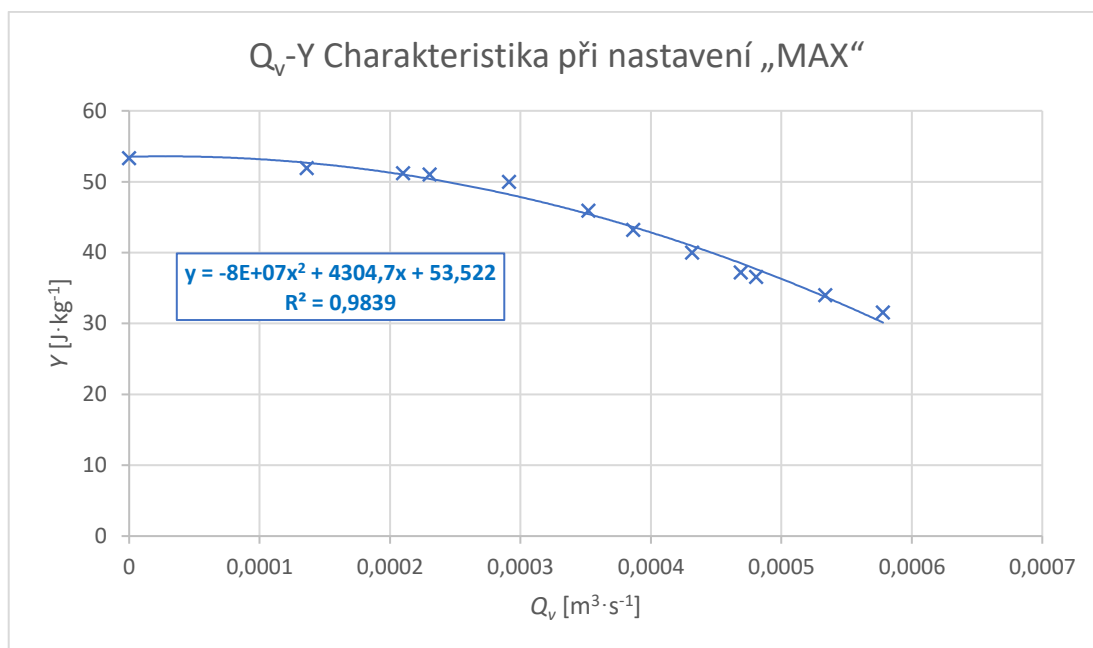
Obr. 4. 6 Čerpadlo v režimu „MIN-MAX“ v nastavení „MAX“

Znovu jsem otevřel kulový ventil na maximální průtok a přepnul jsem čerpadlo na nastavení „MAX“. Poté jsem opakoval kroky předešlých měření. Naměřená a vypočtená data jsem zapsal do tabulky:

Tab. 4. 4 Měření režimu „MIN-MAX“ nastavení „MAX“

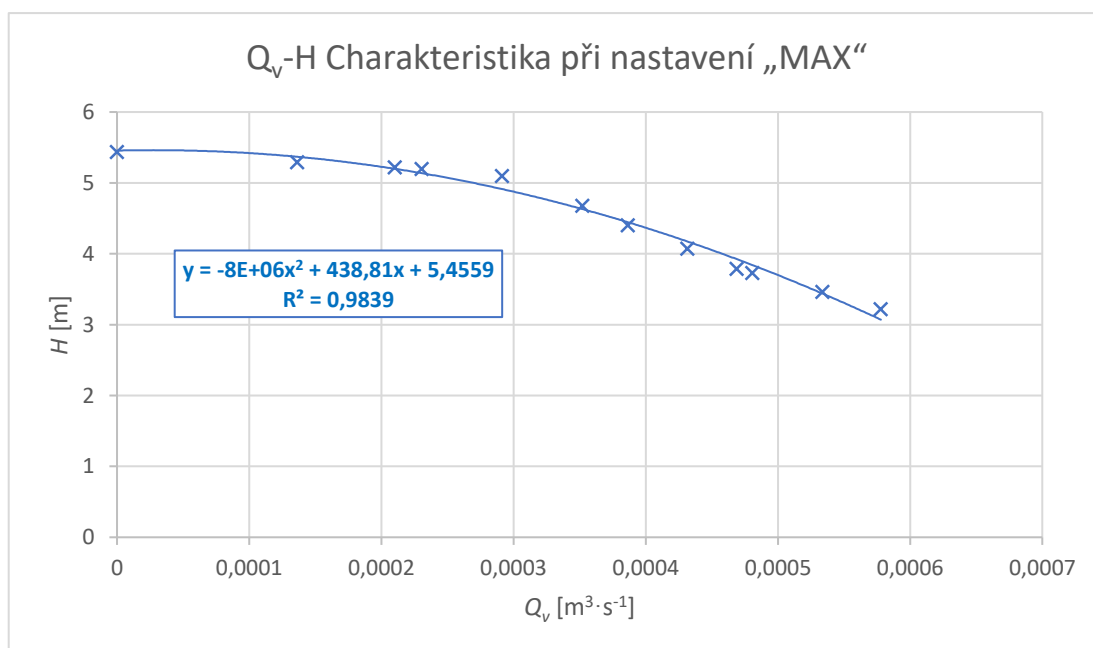
	Δp	Δh_c	γ	H	Q_v
	[Pa]	[m]	[J·kg ⁻¹]	[m]	[m ³ ·s ⁻¹]
1	31500	0,556	31,56	3,217	0,00058
2	33900	0,486	33,97	3,463	0,00053
3	36500	0,407	36,57	3,728	0,00048
4	37100	0,39	37,17	3,789	0,00047
5	39900	0,339	39,98	4,075	0,00043
6	43100	0,281	43,19	4,402	0,00039
7	45800	0,24	45,89	4,678	0,00035
8	49900	0,174	50,00	5,097	0,00029
9	50900	0,117	51,00	5,199	0,00023
10	51100	0,1	51,20	5,219	0,00021
11	51800	0,048	51,90	5,291	0,00014
12	52900	0	53,34	5,437	0

Z naměřených dat jsem sestavil závislost $Q_v - Y$:



Graf 4. 6 Q_v -Y Charakteristika při nastavení „MAX“

A také závislost $Q_v - H$:



Graf 4. 7 Q_v -H Charakteristika při nastavení „MAX“

U tohoto měření hodnoty na diferenčním manometru kolísaly přibližně ± 1500 [Pa] a hodnoty výšek hladin kapaliny v U-trubici kolísaly přibližně stejně jako v předcházejících případech, tj. $\pm 0,002$ [m].

4.5 Měření režimu „P“

Protože, jak jsem již poznamenal výše, nastavování režimů je plně plynulé bez žádných zářezů, rozhodl jsem se v tomto režimu nastavovat selektorem jednotlivé nastavení „P1“ a „P2“ vždy doprostřed indikátoru.

4.5.1 Měření nastavení „P1“



Obr. 4. 7 Čerpadlo v režimu „P“ v nastavení „P1“

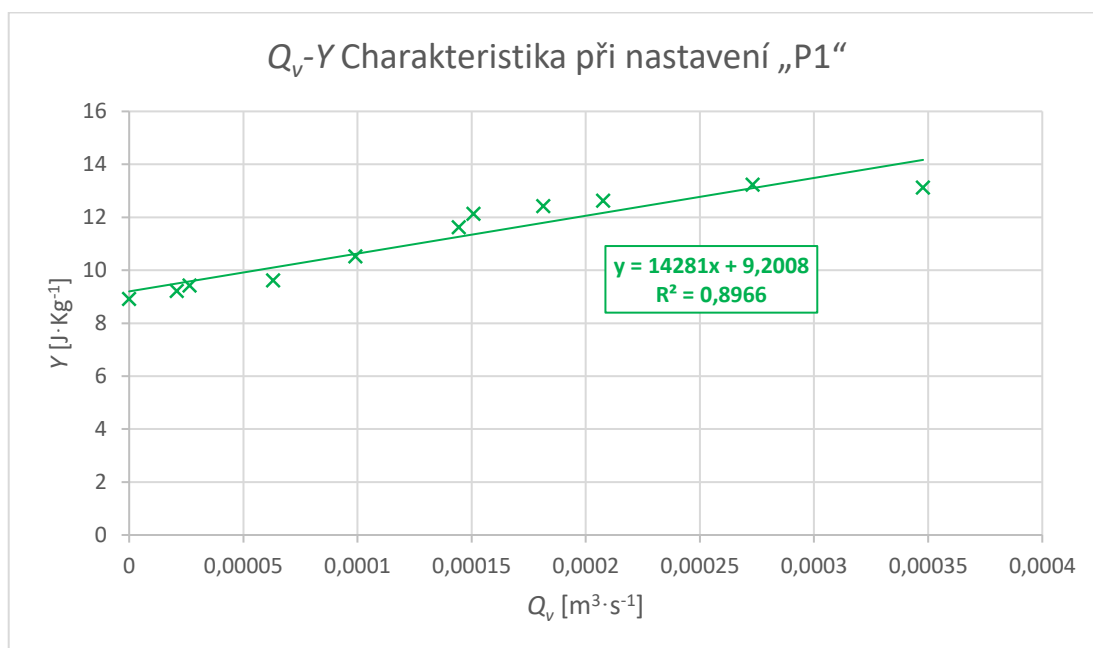
Měření probíhalo standardně jako předešlá měření, tj. čerpadlo jsem přepnul do požadovaného nastavení, poté jsem otevřel kulový ventil na plný průtok. Následně jsem kulový ventil přivíral až do úplného zavření ventilu v přibližně stejných krocích uzavírání. Opět bych rád podotkl, že měření tlakového spádu je zatíženo chybou, která vznikla z odečítání hodnot z manometru, které poměrně hodně kolísaly v rozmezí přibližně ± 500 [Pa], chyba vzniklá při odečítání výšky rozdílů hladin kapaliny v U-trubici byla oproti předešlým měřením o mnoho lepší, hladiny kolísaly jen nepatrně, přibližně $\pm 0,001$ [m].

Naměřené a vypočtené hodnoty jsem zaznamenal do tabulky:

Tab. 4. 5 Měření režimu „P“ nastavení „P1“

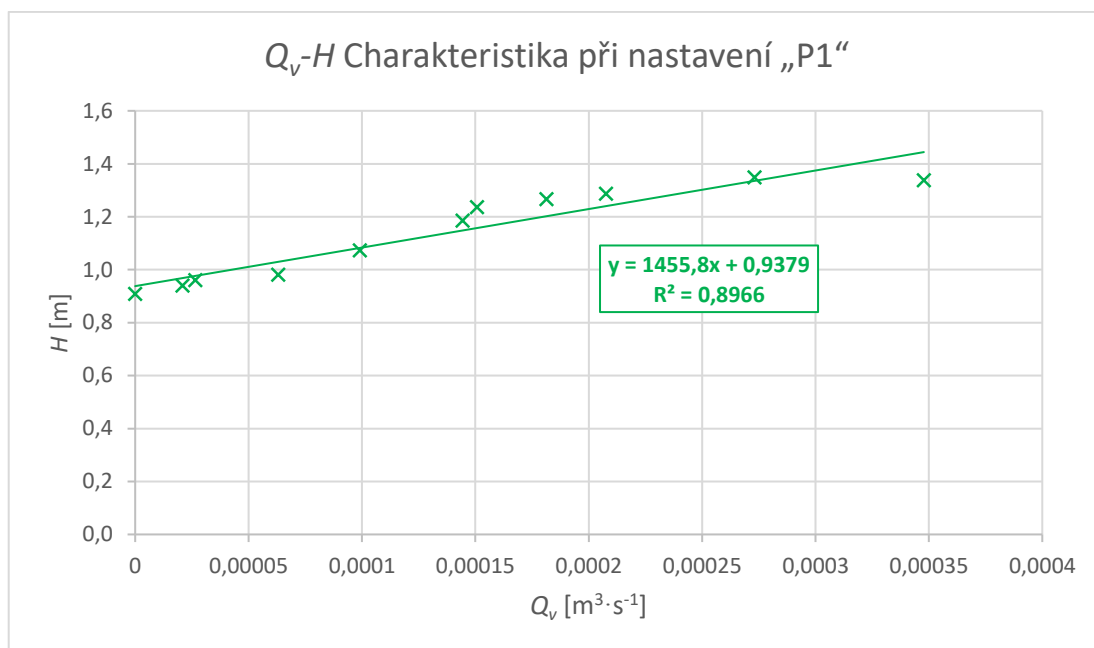
	Δp	Δh_c	Y	H	Q_v
	[Pa]	[m]	[J·kg ⁻¹]	[m]	[m ³ ·s ⁻¹]
1	13200	0,235	13,23	1,348	0,00027
2	13100	0,156	13,13	1,338	0,00035
3	12600	0,098	12,63	1,287	0,00021
4	12400	0,078	12,42	1,267	0,00018
5	12100	0,057	12,12	1,236	0,00015
s6	11600	0,053	11,62	1,185	0,00014
7	10500	0,028	10,52	1,072	0,00010
8	9600	0,013	9,62	0,981	0,00006
9	9400	0,003	9,42	0,960	0,00003
10	9200	0,002	9,22	0,940	0,00002
11	8900	0	8,92	0,909	0

Z naměřených dat jsem sestavil $Q_v - Y$ charakteristiku:



Graf 4. 8 Q_v -Y Charakteristika při nastavení „P1“

A také charakteristika $Q_v - H$:



Graf 4. 9 Q_v - H Charakteristika při nastavení „P1“

4.5.2 Měření nastavení „P2“



Obr. 4. 8 Čerpadlo v režimu „P“ v nastavení „P2“

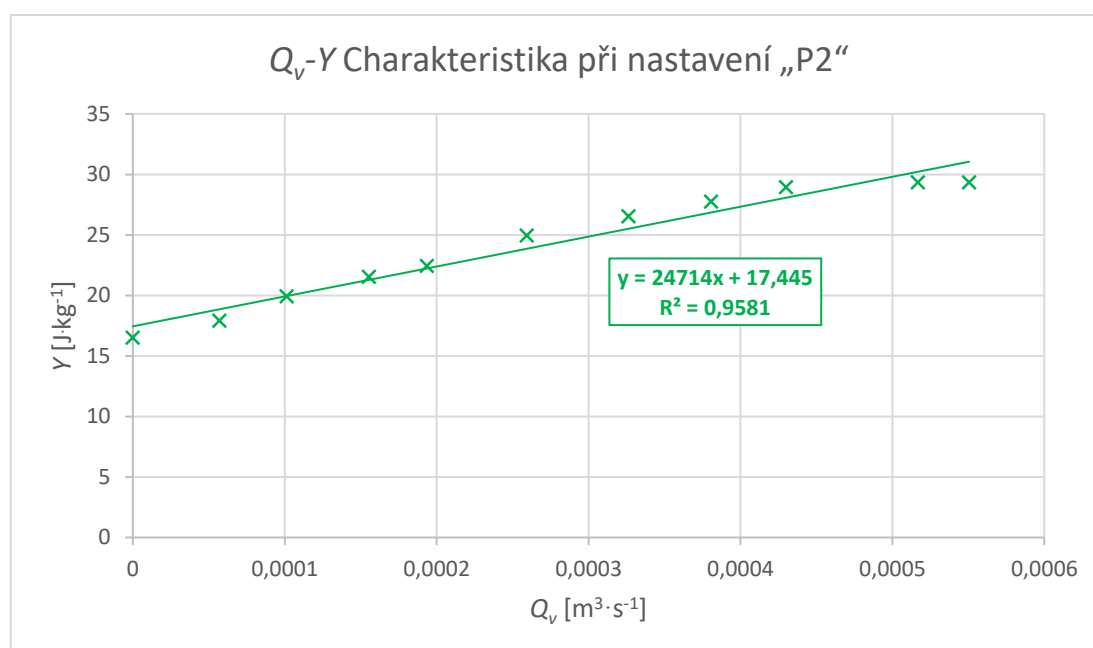
Při tomto měření jsem opět postupoval stejně jako v předchozím případě, čerpadlo jsem přepnul na nastavení „P2“:

Naměřené a vypočtené hodnoty jsem zapsal do tabulky:

Tab. 4. 6 Měření režimu „P“ nastavení „P2“

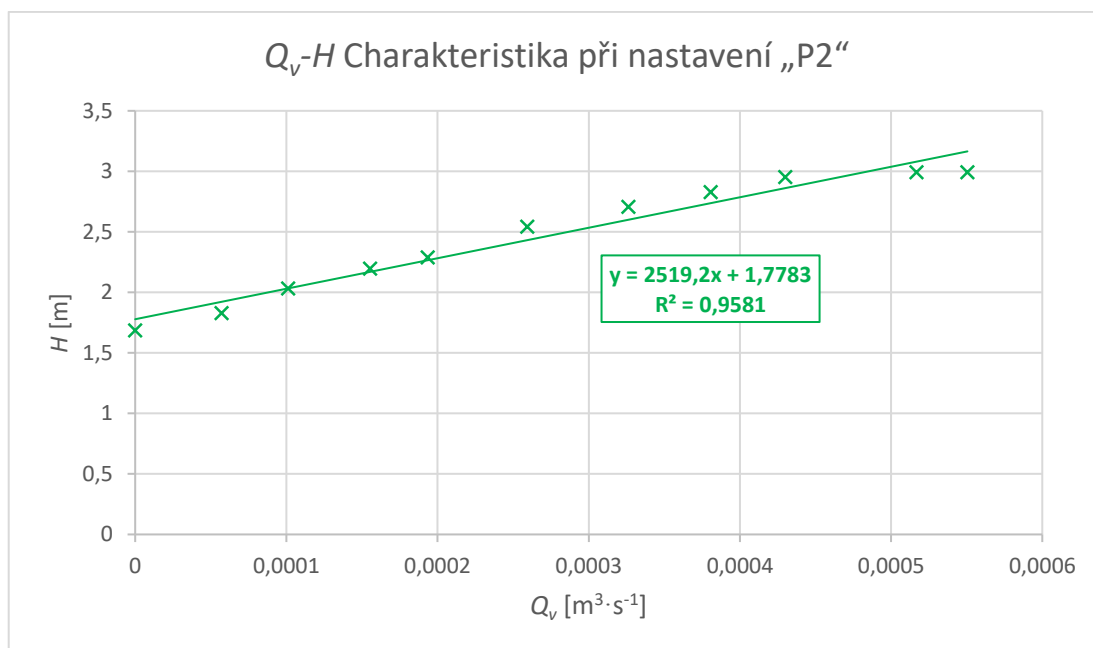
	Δp	Δh_c	γ	H	Q_v
	[Pa]	[m]	[J·kg ⁻¹]	[m]	[m ³ ·s ⁻¹]
1	29300	0,512	29,36	2,993	0,00055
2	29300	0,46	29,36	2,993	0,00052
3	28900	0,337	28,96	2,952	0,00043
4	27700	0,274	27,76	2,829	0,00038
5	26500	0,211	26,55	2,707	0,00033
6	24900	0,143	24,95	2,543	0,00026
7	22400	0,087	22,44	2,288	0,00019
8	21500	0,06	21,54	2,196	0,00016
9	19900	0,029	19,94	2,033	0,00010
10	17900	0,011	17,94	1,828	0,00006
11	16500	0	16,53	1,685	0

Z naměřených hodnot jsem sestavil $Q_v - \gamma$ charakteristiku:



Graf 4. 10 $Q_v - \gamma$ Charakteristika při nastavení „P2“

A také $Q_v - H$ charakteristiku:



Graf 4. 11 $Q_v - H$ Charakteristika při nastavení „P2“

Při tomto měření byla chyba odečtu tlakového spádu na čerpadle přibližně ± 1500 [Pa] a chyba odečtu výšek hladin byla stejná jako v předcházejícím případě.

4.6 Měření režimu „C“

Také u tohoto režimu jsem nastavoval nastavení „CI“ a „CII“ selektorem doprostřed indikátoru příslušného nastavení na čele čerpadla.

4.6.1 Měření režimu „CI“



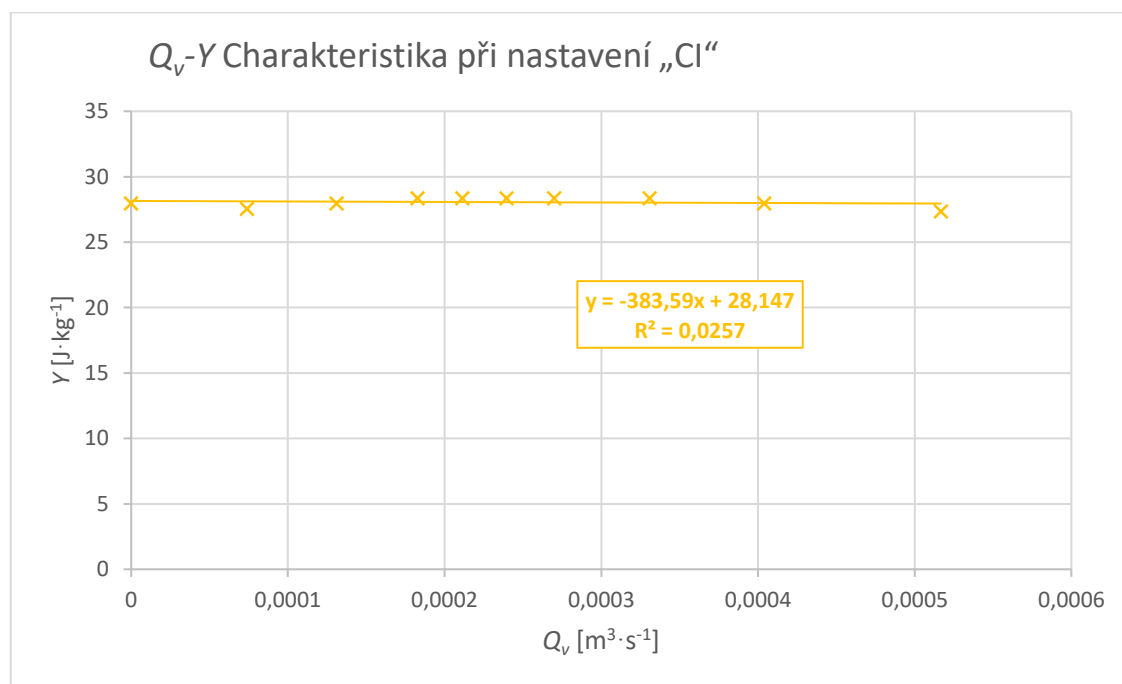
Obr. 4. 9 Čerpadlo v režimu „C“ v nastavení „CI“

Měření probíhalo dle standardního postupu, tj. čerpadlo jsem přepnul do požadovaného nastavení, poté jsem otevřel kulový ventil na plný průtok a v přibližně stejných krocích jsem ho postupně přivíral, dokud nedošlo k jeho úplnému uzavření. Naměřené a vypočtené hodnoty jsem poté zapsal do tabulky:

Tab. 4. 7 Měření režimu „C“ nastavení „CI“

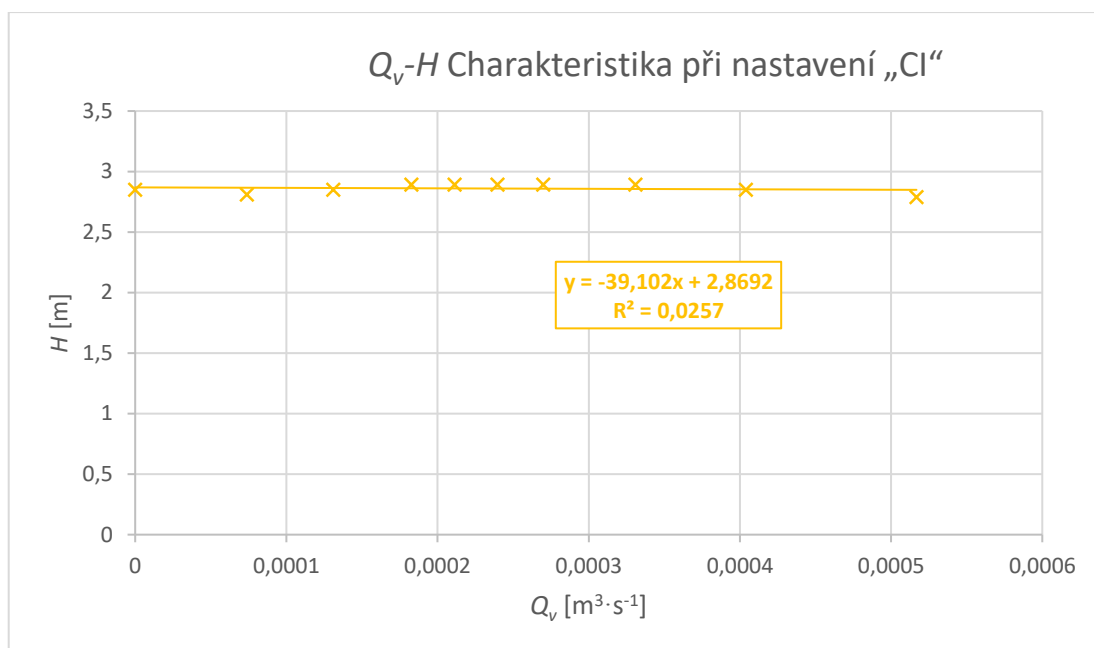
	Δp	Δh_c	Y	H	Q_v
	[Pa]	[m]	[J·kg ⁻¹]	[m]	[m ³ ·s ⁻¹]
1	27300	0,46	27,35	2,788	0,00052
2	27900	0,303	27,96	2,850	0,00040
3	28300	0,216	28,36	2,891	0,00033
4	28300	0,153	28,36	2,891	0,00027
5	28300	0,125	28,36	2,891	0,00024
6	28300	0,101	28,36	2,891	0,00021
7	28300	0,079	28,36	2,891	0,00018
8	27900	0,045	27,96	2,850	0,00013
9	27500	0,017	27,56	2,809	0,00007
10	27900	0	27,96	2,850	0

Poté jsem sestrojil graf závislosti $Q_v - Y$:



Graf 4. 12 Q_v - Y Charakteristika při nastavení „CI“

A graf závislost $Q_v - H$:



Graf 4. 13 Q_v - H Charakteristika při nastavení „CI“

Měření opět ovlivňovala chyba odečtu tlakového spádu na čerpadle měřeného pomocí diferenčního manometru, která v tomto případě byla přibližně ± 1000 [Pa] a také chyba odečtu rozdílu výšek hladin v U-trubici, která v tomto případě byla přibližně $\pm 0,001$ [m].

4.6.2 Měření režimu „CII“



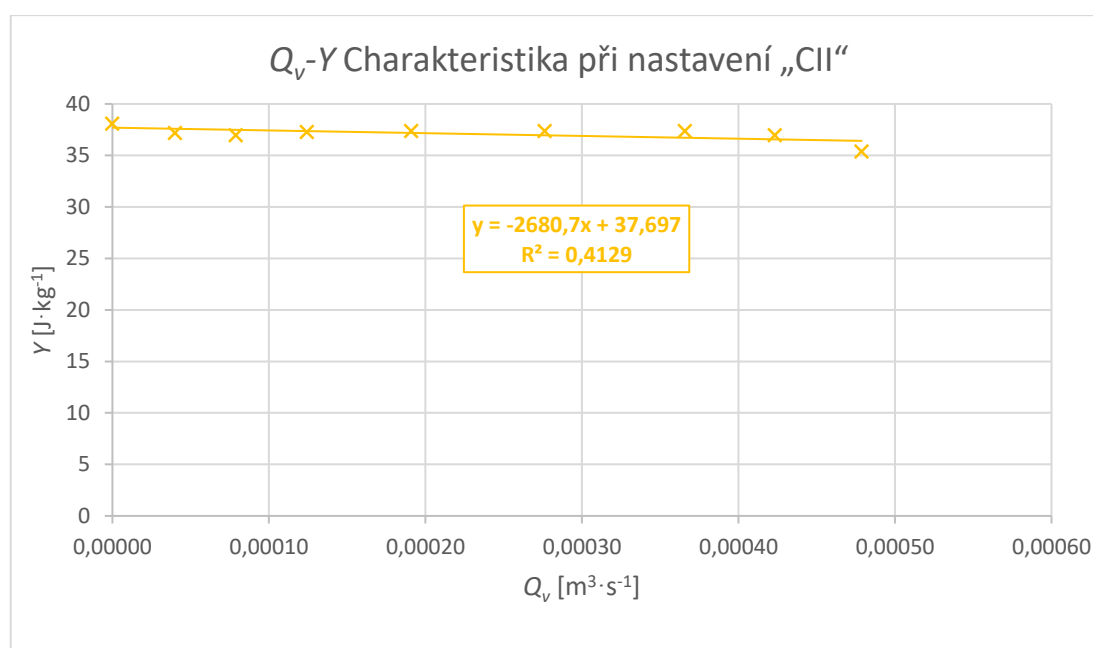
Obr. 4. 10 Čerpadlo v režimu „C“ v nastavení „CII“

Po předchozím měření jsem přepnul čerpadlo do příslušného nastavení a opakoval postup měření. Naměřená a vypočtená data jsem zapsal do tabulky:

Tab. 4. 8 Měření režimu „C“ nastavení „CII“

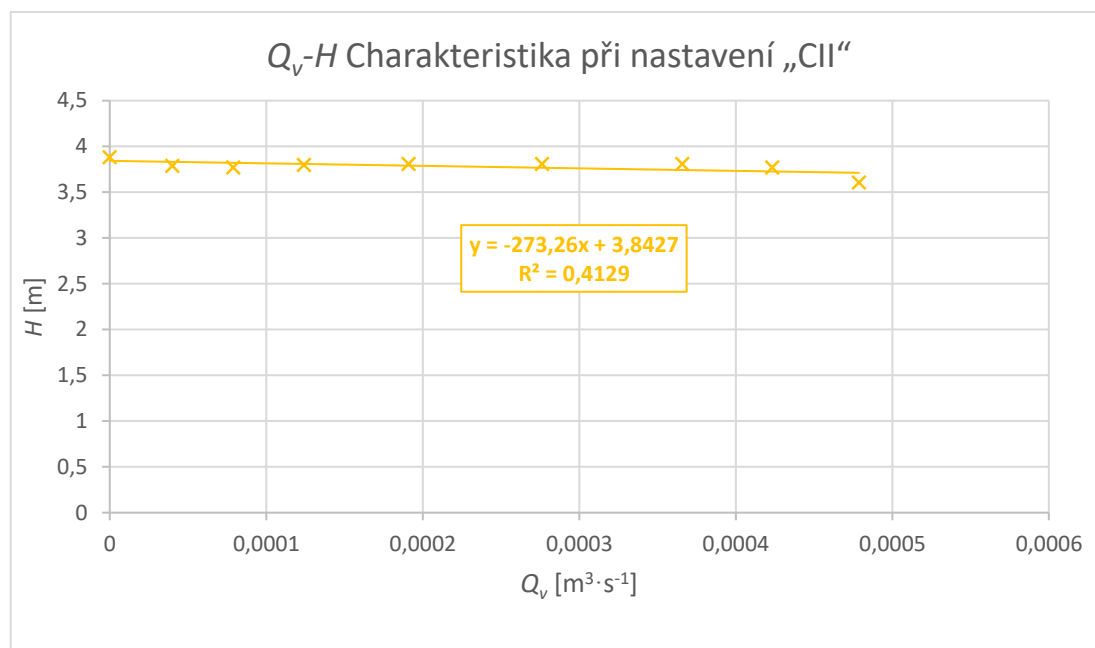
	Δp	Δh_c	γ	Q_v	H
	[Pa]	[m]	[J·kg ⁻¹]	[m ³ ·s ⁻¹]	[m]
1	35300	0,404	35,37	0,00048	3,606
2	36900	0,328	36,97	0,00042	3,769
3	37300	0,256	37,37	0,00037	3,810
4	37300	0,159	37,37	0,00028	3,810
5	37300	0,085	37,37	0,00019	3,810
6	37200	0,041	37,27	0,00012	3,800
7	36900	0,019	36,97	0,00008	3,769
8	37100	0,006	37,17	0,00004	3,789
9	38000	0	38,08	0,00000	3,881

Z naměřených hodnot jsem sestrojil graf závislosti $Q_v - \gamma$:



Graf 4. 14 Q_v - γ Charakteristika při nastavení „CII“

A graf závislosti $Q_v - H$:



Graf 4. 15 Q_v - H Charakteristika při nastavení „CII“

Při tomto měření byly chyby odečtu jak tlakového spádu na čerpadle, tak rozdílu výšek hladin v U-trubicí přibližně stejné jako při nastavení „CI“.

Pro detailní informace o postupu měření viz. příloha H.

5 Vyhodnocení měření

Jako první jsem určil přibližný procentuální rozdíl mezi otáčkami v režimu „MIN-MAX“, poté jsem uvedl grafy průběhů všech režimů čerpadla, a nakonec jsem provedl celkové zhodnocení měření, naměřených a vypočtených dat.

5.1 Určení procentuálního rozdílu otáček v režimu „MIN-MAX“

Pro mé potřeby uvažuji v nastavení „MAX“ maximální dosažitelné otáčky. Samotné určení procentuálního rozdílu bylo provedeno pomocí afinní paraboly, kterou jsem určil matematicky pomocí vztahu afinní podobnosti:

$$Y = \frac{Y'}{Q_v'^2} \cdot Q_v^2 = k \cdot Q_v^2 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 5.1$$

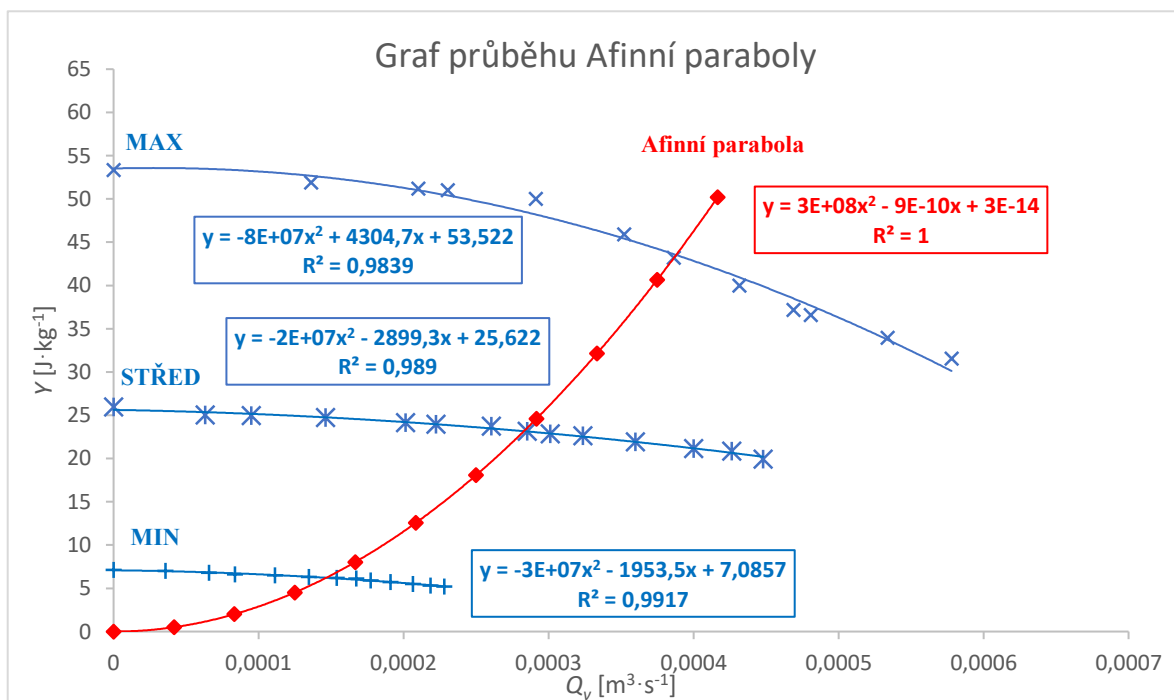
Kde Y' a Q_v' jsou známé hodnoty z měření a Q_v a Y jsou odpovídající body na afinní parabole.

Tabulka hodnot průběhu afinní paraboly:

Tab. 5. 1 Tabulka hodnot průběhu afinní paraboly

	Q_v	Y
	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
1	0	0
2	0,00004	0,50
3	0,00008	2,01
4	0,000125	4,52
5	0,000167	8,03
6	0,000208	12,55
7	0,00025	18,07
8	0,000292	24,60
9	0,000333	32,13
10	0,000375	40,67
11	0,000417	50,20

Z naměřených a vypočtených dat jsem sestrojil graf průběhu afinní paraboly:



Graf 5. 1 Graf průběhu afinní paraboly

Protože nyní afinní parabola prochází jak křivkou průběhu nastavení „STŘED“ tak i „MIN“ mohu matematicky určit jak hodnotu průtoku, tak i hodnotu měrné energie v těchto průsečících z rovnosti rovnic afinní paraboly a požadovaného nastavení:

Tab. 5. 2 Bod protnutí křivek afinní paraboly a nastavení „STŘED“

Q_v	Y
$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
0,00027	23,3

Tab. 5. 3 Bod protnutí křivek afinní paraboly a nastavení „MIN“

Q_v	Y
$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
0,00014	6,19

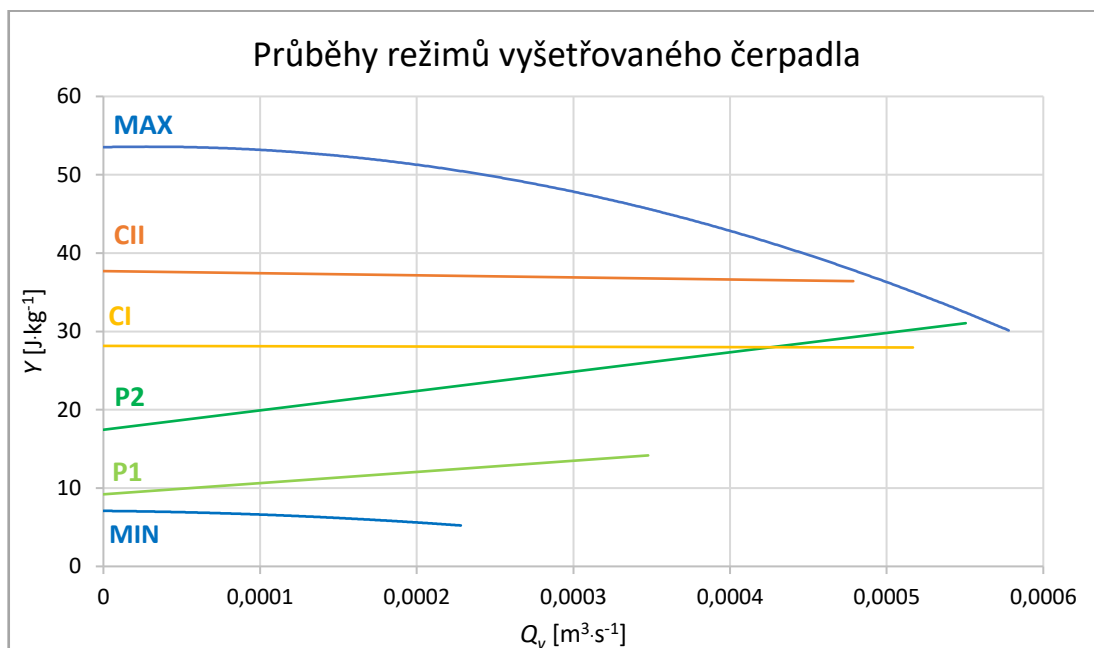
Poté mohu dosadit do vzorce:

$$\frac{Q_v}{Q_v'} = \frac{n}{n'} \quad 5.2$$

Z čehož získám přibližný procentuální poměr otáček k nastavení „MAX“. Při výpočtu průběhu afinní paraboly byly jako známé body z průběhu nastavení „MAX“ brány hodnoty $Q_v' = 0,00039 [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ a $Y' = 43,19 [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$, což když dosadím do vzorce 5. 2 tak dostávám pro nastavení „STŘED“ hodnotu 0,72 a pro nastavení „MIN“ hodnotu 0,37. Z tohoto usuzuji, že oproti nastavení „MAX“ se hodnoty otáček nastavení „STŘED“ pohybují okolo 70 % a nastavení „MIN“ okolo 40 %. Tyto hodnoty uvádím zaokrouhlené na desítky, protože se jedná o přibližné hodnoty, navíc vypočtené hodnoty budou platit jen pro přesné nastavení jaké jsem používal, proto uvedení těchto hodnot takto zaokrouhlených je dostačující.

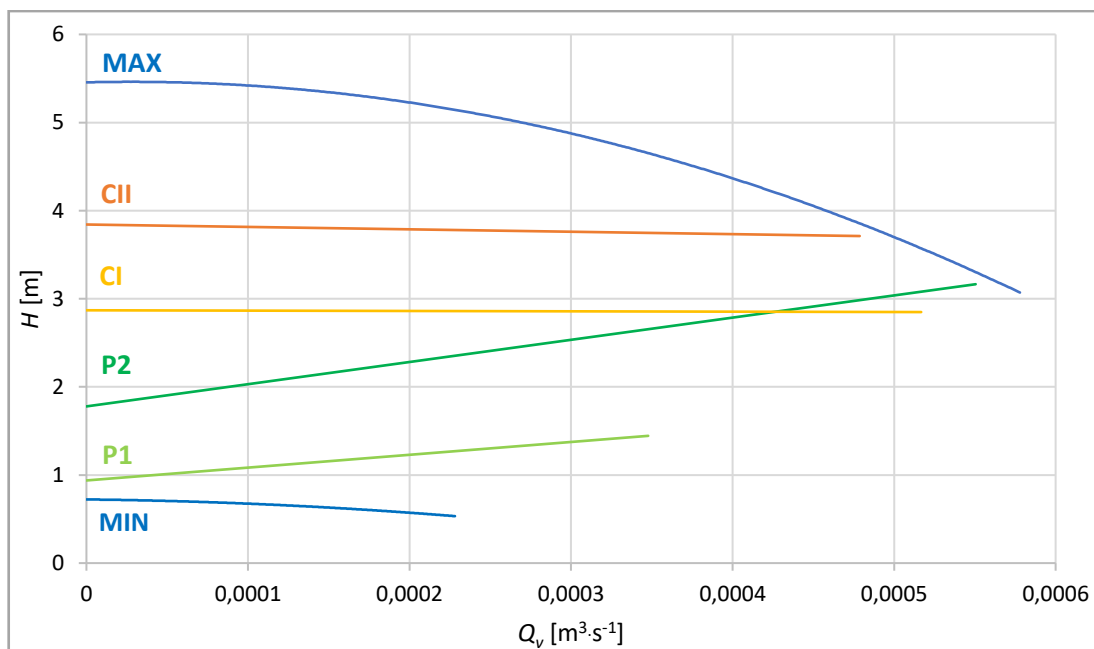
5.2 Grafy průběhů režimů čerpadla Askoll Energy Saving ES2

Souhrnný graf všech naměřených křivek průběhů režimů:



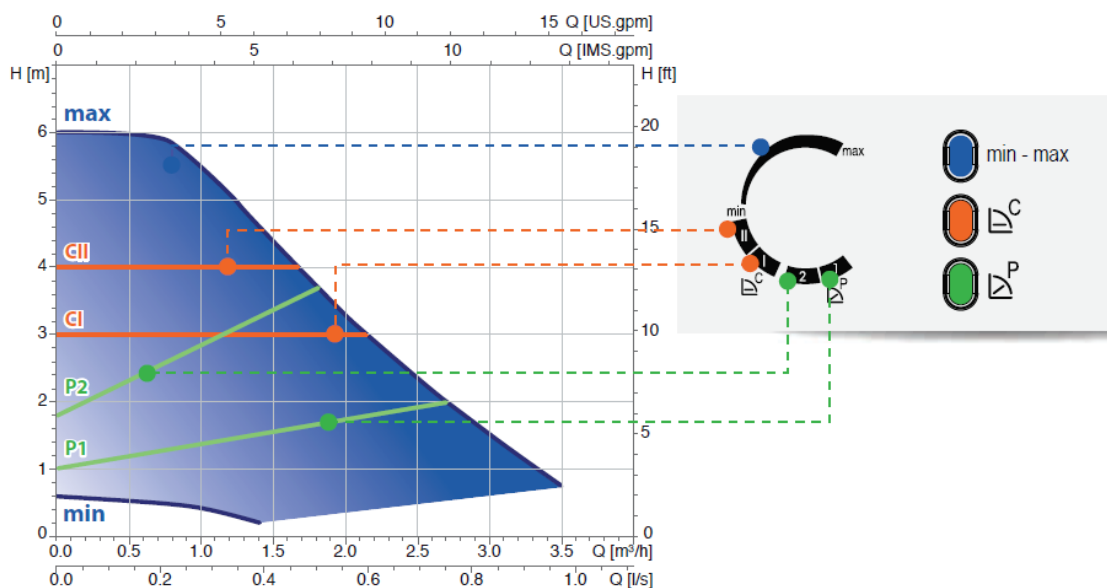
Graf 5. 2 Graf Q_v - Y průběhů režimů čerpadla Askoll Energy Saving ES 60

Protože, jak jsem již uvedl, je zvyklostí tento graf uvádět jako závislost $Q_v - H$, uvádím ho i tady:



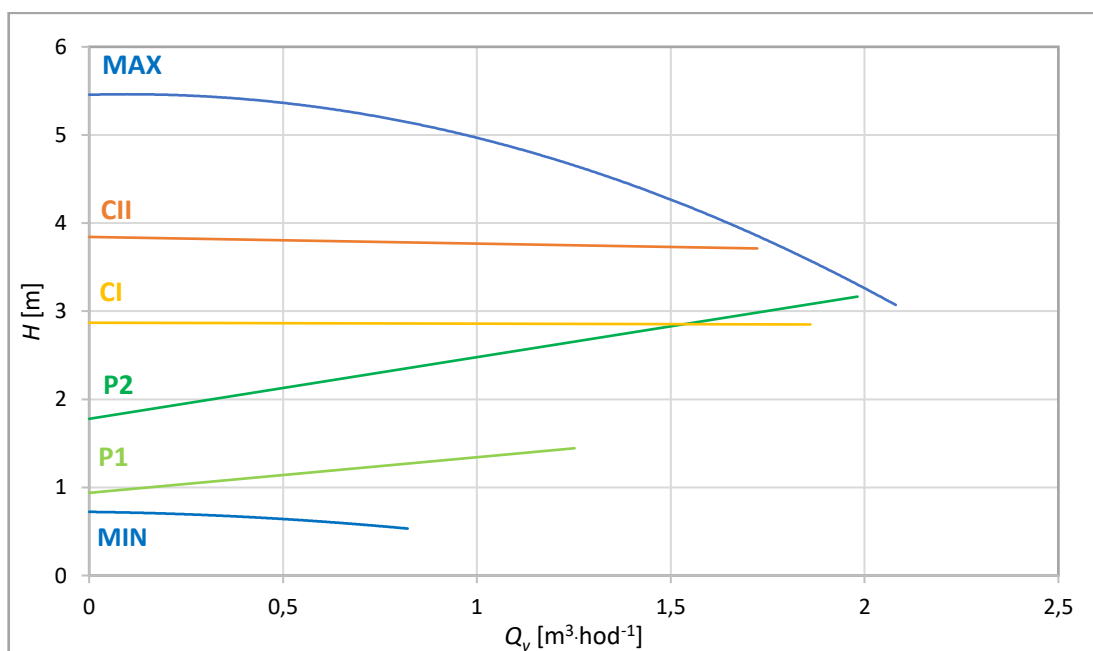
Graf 5. 3 Graf Q_v - H průběhů režimů čerpadla Askoll Energy Saving ES 60

5.3 Zhodnocení naměřených a vypočítaných hodnot



Graf 5. 4 Q_v - H závislost průběhů režimů čerpadla udávána výrobcem [10]

Pro porovnání naměřené závislosti s grafem udávaným výrobcem musím přepočítat hodnoty průtoku z jednotek SI soustavy na jednotku $[m^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$:



Graf 5. 5 Q_v - H závislost průběhů režimů čerpadla

Jak je na první pohled patrné grafy se od sebe v některých případech výrazně liší.

U nastavení „MAX“, neodpovídá ani maximální dosažitelný průtok, ani měrná energie, a navíc se dost liší v průběhu. V dosahované dopravní výšce je rozdíl asi o 0,5 [m] a

v průtoku zhruba o $1,5 \text{ [m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}\text{]}$. Toto je nejspíše zapříčiněno mým nastavením polohy „MAX“, Obr. 4. 6, protože na indikátoru šlo posunout selektorem ještě dále, bylo to už ovšem z rozsahu, tudíž jsem nastavil nejvyšší hodnotu polohy, která byla ještě indikována na čele čerpadla, kdežto výrobce zřejmě měl nastaveno až na koncové zarážce.

Co se týče nastavení „MIN“ dopravní výšky zhruba odpovídají datům výrobce, ovšem neodpovídá průtok zhruba o $0,5 \text{ [m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}\text{]}$. V tomto případě jsem polohu „MIN“ nastavil zhruba přesně na začátek indikátoru, Obr. 4. 4.

Při srovnání režimu „P“ a jeho jednotlivých nastavení „P1“ a „P2“ lze vidět relativně velkou odchylku od grafu výrobce, kde je tato odchylka s největší pravděpodobností způsobená opět samotným nastavením, kde, jak jsem již uvedl výše, jsem příslušná nastavení zapínal vždy doprostřed indikátoru, Obr. 4. 7 a Obr. 4. 8, kde výrobce zřejmě nastavil polohu selektoru do horní hranice.

U režimu „C“, zejména pak u rovnic křivek průběhů jeho nastavení „CI“ a „CII“ bych rád upozornil, že hodnoty spolehlivosti těchto rovnic, vytvořené regresní funkcí jsou poměrně malé, což značí slabší korelaci obou parametrů. Toto se může na první pohled jevit jako chyba, ovšem funkce tohoto režimu toto chování vyžaduje. Jak je z grafů patrné, v tomto režimu se na určité dopravní výšce čerpadlo snaží držet konstantní průtok, tedy hodnoty průtoku neovlivňují hodnotu dopravní výšky. Co se týče odchylky od grafu výrobce, jako v předcházejících případech je na vině s největší pravděpodobností poloha selektoru umístěného na středu indikátoru, Obr. 4. 9 a Obr. 4. 10.

Co se týče výrobce, jeho grafy záměrně ukazují limity čerpadla, to že grafy z mého měření se přesně neshodují s grafy výrobce neznamena, že je měření nesprávné a zatížené velkou chybou, jen že jsem nedosáhl na ony limity; také se nedá čekat to, že výsledky měření budou naprosto stejné i při perfektním zopakování všech podmínek které měl výrobce, ale i přesto můžu z naměřených dat usoudit, že čerpadlo splňuje mé předpoklady a pracuje správně.

6 Závěr

Cílem mé bakalářské práce bylo vyšetření všech provozních režimů oběhového čerpadla Askoll Energy Saving ES2 25-60/180. Měření probíhalo na zkušební trati v laboratoři mechaniky tekutin.

Jako první jsem popsal samotnou zkušební trať, poté všechny úkony, které je třeba provést před samotným začátkem měření. Následně jsem rozebral postup měření jednotlivých režimů a jejich nastavení, uvedl jsem naměřené hodnoty a jejich příslušné závislosti v podobě grafů, které jsem vždy uváděl v podobě $Q_v - Y$ a $Q_v - H$. Vždy jsem taky bral ohled na možnosti chyb odečtu, které jsem vždy zhodnotil na konec každého jednotlivého měření. Na závěr jsem matematicky určil přibližný procentuální rozdíl mezi nastaveními „MIN“, „STŘED“ a „MAX“ v režimu „MIN-MAX“, který jsem získal za pomoci afinní paraboly ze vztahů afinní podobnosti, definovaných pomocí rovnic 5. 1, 5. 2, kdy jsem taktéž výsledné hodnoty vynesl do grafu závislosti $Q_v - Y$, Graf 5. 1. Za další jsem uvedl souhrnnou charakteristiku všech režimů a nastavení čerpadla ve formě $Q_v - Y$, Graf 5. 2 a ve formě $Q_v - H$, Graf 5. 3 . Jako poslední jsem také zhodnotil naměřená data po stránce správnosti pracovního chodu porovnáním s daty výrobce.

Výsledkem mé práce je manuál pro obsluhu experimentální trati pro uskutečnění dalších měření, v něm je obsažen podrobný popis použitého čerpadla a tratě, všechny úkony pro uskutečnění měření, podrobná metodika postupu měření a vyhodnocení naměřených dat. Tento manuál je přiložen jak v českém, tak i v anglickém jazyku, v tištěné formě je přiložena pouze verze v českém jazyce, jako příloha na CD, pod písmenem H pro českou verzi a pod písmenem I pro anglickou verzi.

Jako další přílohy přikládám na CD kompletní literaturu od výrobce čerpadla, které jsem měl k dispozici, tyto přílohy jsou označeny písmeny A÷G.

Seznam použité literatury

- [1] DRÁBKOVÁ, S. *1_Úvod_Čerpací systém_parametry*. [online], [cit. 4.4.2017.] Dostupné z archivu zip. pod názvem „DRÁBKOVÁ, S.: Doprava kapalin, VŠB-TU Ostrava, 2010. „, <<http://www.338.vsb.cz/wpcontent/uploads/2016/03/Dopravakapalin.zip>>.
- [2] BLEJCHAŘ, T., DRÁBKOVÁ, S. *Čerpací technika a potrubí, návody do cvičení*. VŠB-TUO, Ostrava, 2010. 76 s. ISBN 978-80-248-2205-1.
- [3] DRÁBKOVÁ, S. a kolektiv. *Mechanika tekutin* [online]. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. [cit. 4.4.2017.] Dostupné z <<http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf>>.
- [4] DRÁBKOVÁ, S. *3_HD čerpadla*. [online], [cit. 4.4.2017.] Dostupné z archivu zip. pod názvem „DRÁBKOVÁ, S.: Doprava kapalin, VŠB-TU Ostrava, 2010., „ <<http://www.338.vsb.cz/wpcontent/uploads/2016/03/Dopravakapalin.zip>>.
- [5] BLÁHA, J., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9.
- [6] BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje*. 1st edition Praha: SNTL, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1.
- [7] DRÁBKOVÁ, S. *4_charakteristiky čerpadla*. [online], [cit. 4.4.2017.] Dostupné z archivu zip. pod názvem „DRÁBKOVÁ, S.: Doprava kapalin, VŠB-TU Ostrava, 2010., „ <<http://www.338.vsb.cz/wpcontent/uploads/2016/03/Dopravakapalin.zip>>.
- [8] BRENNEN, C. E. *Hydrodynamics of Pumps*. [online], datum poslední revize 15.11.2016 [cit. 4.4.2017.] Dostupné z <<http://authors.library.caltech.edu/25019/3/pumbook.pdf>>.
- [9] DRÁBKOVÁ, S. *8a_potrubí _základy grafického řešení*. [online], [cit. 4.4.2017.] Dostupné z archivu zip. pod názvem „DRÁBKOVÁ, S.: Doprava kapalin, VŠB-TU Ostrava, 2010., „ <<http://www.338.vsb.cz/wpcontent/uploads/2016/03/ Dopravakapalin.zip>>.
- [10] *Askoll Energeticky úsporná oběhová čerpadla, cz katalog*. [online], [cit. 4.4.2017.] Dostupné z <<http://static.etzshop.s8.upgates.com/5/55593ac05af9ec-askoll-2015.pdf>>.

[11] BOLDIŠ, Petr. *Bibliografické citace dokumentů podle ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2: Část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. Verze 3.0 (2004). c 1999–2004, poslední aktualizace 11. 11.2004. Dostupné z <http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>.

[12] *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce*. [online] Verze G (18. 11. 2011). Dostupné z http://iso.fs.vsb.cz/SME/FS_SME_05_003_VypracovaniDPBP.pdf.

Seznam použitých obrázků

Obr. 1. 1 Čerpací systém	4
Obr. 1. 2 Kinematické poměry v oběžném kole	7
Obr. 1. 3 Rychlostní trojúhelník definovaný na vstupní hraně lopatky	8
Obr. 1. 4 Rychlostní trojúhelník definovaný na výstupní hraně lopatky	8
Obr. 1. 5 Charakteristika $Q_v - Y$ čerpacího systému	10
Obr. 1. 6 Jednoduché stoupající potrubí konstantního průřezu	12
 Obr. 2. 1 Čerpadlo ze předu a z profilu	14
 Obr. 3. 1 Zkušební trať	16
Obr. 3. 2 Clona namontovaná v obvodu s odběrnými místy	16
Obr. 3. 3 Kulový ventil za clonou	17
Obr. 3. 4 Diferenční manometr	17
Obr. 3. 5 Parametry diferenčního manometru	17
Obr. 3. 6 Čerpadlo zapojené v obvodu	18
Obr. 3. 7 Průtokoměr	18
Obr. 3. 8 Parametry průtokoměru	18
Obr. 3. 9 U-trubice	19
Obr. 3. 10 Nádrž	19
Obr. 3. 11 Použité potrubí	20
 Obr. 4. 1 Kryt diferenčního manometru	21
Obr. 4. 2 Nulování diferenčního manometru	21
Obr. 4. 3 Odvzdušnění manometru	22
Obr. 4. 4 Čerpadlo v režimu „MIN-MAX“ v nastavení „MIN“	24
Obr. 4. 5 Čerpadlo v režimu „MIN-MAX“ v nastavení „STŘED“	27
Obr. 4. 6 Čerpadlo v režimu „MIN-MAX“ v nastavení „MAX“	29

Obr. 4. 7 Čerpadlo v režimu „P“ v nastavení „P1“	31
Obr. 4. 8 Čerpadlo v režimu „P“ v nastavení „P2“	33
Obr. 4. 9 Čerpadlo v režimu „C“ v nastavení „CI“	35
Obr. 4. 10 Čerpadlo v režimu „C“ v nastavení „CII“	37

Seznam grafů

Graf 4. 1 Cejchovní křivka clony	23
Graf 4. 2 Q_v - Y Charakteristika při nastavení „MIN“	26
Graf 4. 3 Q_v - H Charakteristika při nastavení „MIN“	26
Graf 4. 4 Q_v - Y Charakteristika při nastavení „STŘED“	28
Graf 4. 5 Q_v - H Charakteristika při nastavení „STŘED“	28
Graf 4. 6 Q_v - Y Charakteristika při nastavení „MAX“	30
Graf 4. 7 Q_v - H Charakteristika při nastavení „MAX“	30
Graf 4. 8 Q_v - Y Charakteristika při nastavení „P1“	32
Graf 4. 9 Q_v - H Charakteristika při nastavení „P1“	33
Graf 4. 10 Q_v - Y Charakteristika při nastavení „P2“	34
Graf 4. 11 Q_v - H Charakteristika při nastavení „P2“	35
Graf 4. 12 Q_v - Y Charakteristika při nastavení „CI“	36
Graf 4. 13 Q_v - H Charakteristika při nastavení „CI“	37
Graf 4. 14 Q_v - Y Charakteristika při nastavení „CII“	38
Graf 4. 15 Q_v - H Charakteristika při nastavení „CII“	39
 Graf 5. 1 Graf průběhu A finní paraboly	40
Graf 5. 2 Graf Q_v - Y průběhů režimů čerpadla Askoll Energy Saving ES 60	42
Graf 5. 3 Graf Q_v - H průběhů režimů čerpadla Askoll Energy Saving ES 60	42
Graf 5. 4 Q_v - H závislost průběhů režimů čerpadla udávána výrobcem	43
Graf 5. 5 Q_v - H závislost průběhů režimů čerpadla	43

Seznam tabulek

Tab. 1. 1 Průběhy charakteristik potrubí	13
 Tab. 4. 1 Měření cejchovní křivky clony	23
Tab. 4. 2 Měření režimu „MIN-MAX“ nastavení „MIN“	25

Tab. 4. 3 Měření režimu „MIN-MAX“ nastavení „STŘED“	27
Tab. 4. 4 Měření režimu „MIN-MAX“ nastavení „MAX“	29
Tab. 4. 5 Měření režimu „P“ nastavení „P1“	32
Tab. 4. 6 Měření režimu „P“ nastavení „P2“	34
Tab. 4. 7 Měření režimu „C“ nastavení „CI“	36
Tab. 4. 8 Měření režimu „C“ nastavení „CII“	38
Tab. 5. 1 Tabulka hodnot průběhu Afinní paraboly	40
Tab. 5. 2 Body protnutí křivek Afinní paraboly a nastavení „STŘED“	41
Tab. 5. 3 Body protnutí křivek Afinní paraboly a nastavení „MIN“	41

Seznam příloh

CD přílohy:

- A- Askoll Energeticky Úsporná čerpadla, Katalog CZ.pdf – CD příloha
- B- Askoll ES2 StartGuide, EN.pdf – CD příloha
- C- Askoll Product overview, EN.pdf – CD příloha
- D- Askoll Energy Saving ES2 60 Datasheet, EN.pdf – CD příloha
- E- Askoll Energy Saving Installation and Operation Instructions, ENG.pdf – CD příloha
- F- Askoll Energy Saving Leták, CZ.pdf – CD příloha
- G- ES2_25_60_180-CAD Files.7z – CD příloha
- H- Manuál pro měření na zkušební trati.pdf – CD příloha
- I- Manual for measurement on the experimental track.pdf – CD příloha

Tištěné přílohy:

- H. Manuál pro měření na zkušební trati

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucí mé bakalářské práce doc. Ing. Sylvě Drábkové, Ph.D. za její vstřícnost, vedení, kritiku a připomínky jak při samotném měření, tak při vyhodnocování dat a také Ing. Janě Jablonské, Ph.D. za její pomoc při sestavování tratě a při měření.